

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Jakov Močibob

Zagreb, 2010

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

MODEL MALE SOLARNE TERMoeLEKTRANE S ORGANSKIM RANKINEOVIM CIKLUSOM

Voditelj rada:

Doc.dr.sc. Dražen Lončar

Student:

Jakov Močibob

Zagreb, 2010

*Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno služeći se stečenim
znanjem, navedenom literaturom i programskim alatima.*

*Zahvaljujem se docentu Draženu Lončaru
na strpljenu i podršci pri pisanju završnog rada.*

SADRŽAJ

<i>Popis slika</i>	<i>I</i>
<i>Popis tablica</i>	<i>II</i>
<i>Popis oznaka</i>	<i>III</i>
<i>SAŽETAK</i>	<i>IV</i>
1. UVOD	2
2. CSP	3
2.1 Poticajni faktori budućeg razvoja CSP-a	4
2.1.2 Obaveze Kyoto Protokola	4
2.2 Glavni ograničavajući faktori rasta CSP-a	6
2.2.1 Visoka cijena električne energije	6
2.2.2 Tehnologija	6
2.2.3 Velika potrebna površina	7
2.2.4 Dostupnost vode	7
2.2.5 Implementacija CSP Tehnologije	7
2.3 Troškovi proizvodnje električne energije iz CSP-a	8
2.3.2 Troškovi pogona i održavanja	10
2.3.3 Ravnotežna cijena energije	12
3 SOLARNA TERMOELEKTRANA NA ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS	16
3.3 Organski Rankineov Ciklus (ORC)	16
3.3.2 Usporedba organskih fluida s vodom	17
3.4 Referentno ORC postrojenje	20
3.4.2 Opis termodinamičkog proračun solarne termoelektrane	22
3.2.2 Ogrjevn fluid	23
3.2.3 Generator pare	24
3.2.4 Turbina i generator	26
3.2.5 Rekuperator	27

3.2.6	<i>Kondenzator</i>	28
3.2.7	<i>Pumpa</i>	29
3.2.8	<i>Stupanj djelovanja ciklusa</i>	29
3.3	<i>Termodinamički proračun solarne termoelektrane i matematički model procesa u generatoru pare</i>	30
3.3.1	<i>Definiranje ulaznih parametara</i>	30
3.3.2	<i>Mreža temperatura u generatoru pare</i>	31
3.3.3	<i>Zanemarenja i pojednostavljenja pri izračunu temperaturnog profila</i>	33
3.3.4	<i>Opis jednadžbi korištenih u izradi stacionarnog modela</i>	33
3.3.5	<i>Rješenje jednadžbi stacionarnog stanja i dobiveni temperaturni profil</i>	36
4.	MODEL DINAMIKE PROCESA GENERATORA PARE	43
4.1	<i>Uvod o modelu</i>	43
4.2	<i>Odabrana lokacija</i>	43
4.3	<i>Dnevni i godišnji profil zračenja</i>	45
4.4	<i>Simulacija i prikaz odziva</i>	48
4.4.1	<i>Ograničenja i nedostaci dobivenog Simulink modela</i>	48
4.4.2	<i>Regulacija veličina pri promjeni intenziteta zračenja</i>	49
4.4.3	<i>Prikaz blok dijagrama</i>	49
4.4.5	<i>Simulacija sustava- promjena intenziteta zračenja</i>	52
4.4.6	<i>Simulacija sustava- dnevni profil promjene intenziteta zračenja</i>	56
5.	ODABIR KOLEKTORA I OKVIRNA VRIJEDNOST INVESTICIJE	59
5.1	<i>Odabir kolektora</i>	59
5.1.1	<i>Potrebna površine kolektora</i>	61
5.1.2	<i>Okvirna vrijednost investicije</i>	63
6.	ZAKLJUČAK	65
7.	LITERATURA	66

I.Popis slika

Slika 2.1 Procjena rasta cijene fosilnih goriva [1]	5
Slika 2.2 Usporedba cijena proizvodnje električne energije [1]	8
Slika 2. 3 Cijena električne energije iz solarne termoelektrane[1]	12
Slika 2.4 Količina izravnog zračenja za regiju Sredozemlja,Sj.Afrike i Sr.Istoka[2]	13
Slika 2.5 Korištenje backup sistema na fosilna goriva i skladištenje topline u svrhu duljeg dnevog rada sistema[3]	15
Slika 3.1 T-s dijagram za vodu koji prikazuje izentropsku ekspanzije iz istih temperatura ali različitih tlakova [5]	17
Slika 3.2 T-s dijagram za toluen koji prikazuje izentropsku ekspanzije iz istih temperatura ali različitih tlakova [5]	18
Slika 3.3 T-s dijagram različitih organskih fluida[5]	18
Slika 3.4 Utjecaj pregrijanja na stupanj djelovanja ciklusa sa vodenom parom i sa organskim fluidom[5]	19
Slika 3.5 APS Saguaro solarna termoelektrana.....	20
Slika 3. 6 Konfiguracija referentnog ORC postrojenja[5]	21
Slika 3.7 Shema modeliranih komponenti[5]	22
Slika 3.8 T-x dijagram zagrijača, isparivača i pregrijača	24
Slika 3.9 Smjer strujanja i entalpije fluida na ulazu i izlazu u generatoru pare.....	25
Slika 3. 10 Turbina i generator.....	26
Slika 3. 11 Dijagram izentropska snaga turbine, izmjene topline i stupnja djelovanja postrojenja[5]	27
Slika 3. 12 Smjer strujanja radnog i rashladnog fluida te njihove temperature i entalpije u kondenzatoru	28
Slika 3. 13 Strujanje radnog fluid u pump i pripadajuće entalpije	29

Slika 3.14 Protok informacija kroz proračun(model)	30
Slika 3.15 Smjer protoka u generatoru pare[5]	31
Slika 3.16 Podjelom dobiveni segmenti izmjenjivačkih površina	32
Slika 3.17 Podjelom dobiveni segmenti isparivača	32
Slika 3.18 Prikaz segmenata i temperatura na strani ogrjevnog fluida	33
Slika 3.19 Toplinski tok i temperature na segmentu stijenke	34
Slika 3.20 Prikaz segmenata i temperatura na strani ogrjevnog fluida	35
Slika 3.21 Dijagram postupka proračuna stacionarnog stanja	38
Slika 3.22 Temperaturni profil po segmentima izmjenjivača	39
Slika 3.23 T-s dijagram procesa	42
Slika 4.1 Prikaz odabranog zemljiša na području Općine Karojba	43
Slika 4.2 Položaj Karojbe u Županiji Istarskoj	44
Slika 4.3 Količina primljenog godišnjeg zračenja[6]	44
Slika 4.4 Dnevni profil zračenja za odabranu lokaciju u Istri.....	45
Slika 4.5 Profil kretanja mjesečne insolacije	46
Slika 4.6 Profil kretanja prosječne vrijednosti vanjske temperature	47
Slika 4.7 Simulink detalj 1 – Blok dijagram za ogrjevni fluid na ulazu u izmjenjivač.....	50
Slika 4.8 Simulink detalj 2 – Blok dijagram za stijenku	50
Slika 4.9 Simulink detalj 3 – Blok dijagram nastajanja pare u isparivaču	51
Slika 4. 10 Simulink detalj 4 – Blok dijagram za regulaciju protoka radnog medija	51
Slika 4.11 Dijagram promjene intenziteta zračenja u vremenu	52
Slika 4.12 Dijagram promjene protoka ogrjevnog fluida u vremenu	53
Slika 4.13 Dijagram promjene ulazne temperature ogrjevnog fluida u vremenu	53
Slika 4.14 Dijagram promjene protoka radnog fluida u vremenu	54

Slika 4.15 Dijagram promjene izlazne temperature radnog fluida u vremenu	54
Slika 4.16 Dijagram promjene temperature ogrjevnog medija na izlazu iz generatora pare....	55
Slika 4.17 Dijagram promjene temperatura radnog medija u pregrijaču	55
Slika 4.18 Dijagram dnevna promjena intenziteta zračenja	56
Slika 4.19 Dijagram promjena protoka ogrjevnog medija u vremenu	57
Slika 4.20 Dijagram promjena ulazne temperature ogrjevnog medija u vremenu	57
Slika 5.1 Prototipni PSE AG kolektor u Njemačkoj[8].....	59
Slika 5.2 Feranova Fresnel kolektor[9]	60
Slika 5.3 Dijagram satne vrijednost dobivenog toplinskog toka	61
Slika 5.4 Dijagram satne vrijednosti dobivenog toplinskog dobivenog toplinskog toka s ucrtanom vrijednosti toplinskog toka generatora pare(Q_{pot})	62
Slika 5.5 Dijagram satne vrijednost topline dobivene Fresnel kolektorima povećanim brojem modula i potrebna toplina	63

II. Popis tablica

Tablica 2.1 Raspodjela inicijalnih investicijskih troškova CSP termoelektrane (2005.) izraženih u 1000\$.[1]	9
Tablica 2.2 Trenutačno stanje CSP tehnologija i procjena troškova u Španjolskoj[1]	10
Tablica 2. 3 Raspodjela godišnjih pogonskih troškova i troškova održavanja CSP termoelektrane, izražinih u 1000\$[1].....	11
Tablica 2.4 Potencijal i razvoj CSP-a nekih EU članica te Feed-In tarife[1]	14
Tablica 2.5 Korištenje backup sistema na fosilna goriva i skladištenje topline u svrhu duljeg dnevog rada sistema[3]	15

Tablica 4.1 Tablica s podacima s mjesečnim vrijednostima insolacije i podacima srednjih mjesečnih temperatura	46
Tablica 5.1 Okvirna vrijednost investicije.....	64
Tablica 5.2 Specifična investicija solarne termoelektrane	64

III. Popis oznaka

$h_{of,u}$ - entalpija ogrjevnog fluida na ulazu u generator pare [J/kg]

$h_{of,i}$ - entalpija ogrjevnog fluida na izlazu iz generatora pare [J/kg]

h_1 - entalpija radnog fluida na izlazu iz generatora pare(ulazu u tubinu) [J/kg]

h_2 - entalpija radnog fluida na izlazu iz turbine [J/kg]

$h_{2,s}$ - entalpija izentropske ekspanzije na izlazu iz turbine [J/kg]

h_3 - entalpija r. fluida na izlazu iz rekuperatoru, na ulasku u kondenzator [J/kg]

h_4 - entalpija r. fluida na izlazu iz kondenzatora,na ulasku u pumpu [J/kg]

h_5 - entalpija radnog fluida na ulazu u rekuperator(hladna strana) [J/kg]

h_6 - entalpija radnog fluida na ulazu u generator pare [J/kg]

$h_{v,1}$ - entalpija vode na ulazu u kondenzator [J/kg]

$h_{v,2}$ - entalpija vode na izlazu iz kondenzatora [J/kg]

m_{of} – protok ogrjevnog fluida [kg/s]

m_{rf} – protok radnog fluida [kg/s]

$\eta_{turbine}$ - izentropska efikasnost turbine [-]

$\eta_{generatora}$ – mehanička efikasnost [-]

$\eta_{ciklusa}$ - stupanj djelovanja ciklusa [-]

η_{pumpe} - efikasnost pumpe

$\dot{W}_{turbine}$ – snaga turbine [W]

\dot{W}_{pumpe} - snaga pumpe [W]

ε - stupanj djelovanja rekuperatora [-]

$\dot{Q}_{rekuperatora}$ - toplinski tok u rekuperatoru [W]

\dot{Q}_{GP} - toplinski tok u generatoru oare [W]

$\dot{Q}_{kondenzatora}$ – toplinski tok u kondenzatoru

$T_{RV,u}$ – temperatura rashladne vode na ulazu u generator pare [K]

$T_{RV,i}$ – temperatura rashladne vode na izlazu iz generatora pare [K]

ϑ_o – temperatura ogrjevnog fluida [°C]

ϑ_s – temperatura stijenke [°C]

ϑ_r – temperatura radnog fluida [°C]

j – oznaka segmenta [-]

ρ_r – gustoća radnog fluida [kg/m³]

ρ_o – gustoća ogrjevnog fluida [kg/m³]

V_r – volumen segmenta na strani radnog fluida [m³]

V_o – volumen segmenta na strani ogrjevnog fluida [m³]

C_o – specifični toplinski kapacitet ogrjevnog fluida [J/kg K]

C_r – specifični toplinski kapacitet radnog fluida [J/kg K]

C_s – specifični toplinski kapacitet stijenke [J/kg K]

f_o – površina cijevi segmenta na strani ogrjevnog fluida [m²]

f_r – površina cijevi segmenta na strani radnog fluida [m²]

M_s – masa stijeke [kg]

α_r – koeficijent prijelaza topline na strani radnog fluida [W/(m²K)]

α_o – koeficijent prijelaza topline na strani ogrjevnog fluida [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]

$r_{r,isp}$ – toplota isparavanja radnog fluida [kJ/kg]

e_u - ulazna energija [W]

e_i - izlazna energija [W]

IV. SAŽETAK

Cijena proizvodnje električne energije iz obnovljivih i neobnovljivih izvora energije, problematika zaštite okoliša i smanjenja stakleničkih plinova čine glavne ograničavajuće i poticajni faktore razvoja CSP(Concentrated Solar Power)-a u svijetu. Osiguranim cijenama otkupa električne energije potiču se investicije u CSP postrojenja te razvoj opreme korištene u njima.

Zadatkom je definirana solarna termoelektrana do jednog megavata koja koristi Organski Rankineov ciklus. Korištenjem sunčevog zračenja, ogrjevnog fluida se zagrijava u kolektorskom polju te predaje toplinu organskom radnom fluidu koji isparava u isparivaču. Termodinamičnim proračunom izračunate su vrijednosti protoka ogrjevnog i radnog fluida u ORC procesu. U završnom radu naglasak je stavljen na modeliranje dinamike procesa u isparivaču. Simulacijom dinamike modela dobiveni su odzivi temperatura i protoka pri promjeni intenziteta zračenja.

Iako se za zagrijavanje ogrjevnog fluida mogu koristiti parabolični protočni kolektori, pri izračunu potrebne površine i cijene investicije prednost je dana Fresnel kolektorima zbog jednostavne konstrukcije i niže cijene u odnosu na paraboličke kolektore[8,10].

1. UVOD

Odabrana lokacija za procjenu godišnjeg profila zračenja, smještena je u selu Karojba u središtu Istre. Prikazom godišnjeg profila sunčevog zračenja na tom području te poznavajući vrijednosti insolacije na drugim lokacijama u Hrvatskoj vidljivo je da odabrana lokacija u Istri nije idealna za smještaj solarne termoelektrane u odnosu na južne krajeve Hrvatske, gdje je vrijednosti godišnje insolacije mnogo viša.

Proizvodnja električne energije koncentracijom solarne energije(CSP) daje nekoliko mogućnosti izvedbe sistema prihvata sunčevog zračenja i pretvorbe u toplinsku energiju korištenjem:

- Protočnih sistema kolektora(Paraboličnih,Fresnel)
- Sistema s tornjem (Solar tower)
- Sistema s tanjurom (Solar dish)

Korištenje sunčevog zračenja u protočnim CSP postrojenjima velikog kapaciteta kao što su Nevada Solar One u SAD-u 65 MW ili Andasol 1 42MW, zahtjeva uporabu termičkog ulja u paraboličnim kolektorima kao sredstvo prijenosa topline na vodu koja isparava te pogoni turbinu.

Kod postrojenja niže snage, primjenu nalazi Organski Rankineov ciklus(ORC)., uglavnom primjenjivan u postrojenjima za iskorištavanje otpadne topline i topline geotermalnih izvora. Kod solarne termoelektrane na ORC, termičko ulje zagrijava se u kolektorima te prenosi toplinu na organski fluid koji pritom isparava. Primjenu za proizvodnju električne energije korištenjem solarne energije, nalazi kod solarnih termoelektrana manjih kapaciteta kao što su APS Saguaro od 1MW ili Coolidge solarna termoelektrana snage 200kW. Razlog upotrebe ORC-a u tim solarnim termoelektranama su specifičnih svojstava organskih radnih tvari pogodnih za iskorištavanje niskotemperaturne topline te niže cijene investicije za manja postrojenja.

2. CSP

CSP (Concentrated Solar Power) uključuje proizvodnju električne energije korištenjem solarne energije. Kod konvencionalnog CSP sistema sunčeve zrake reflektiraju se od polja koncentrataora na mrežu cijevi koje prolaze ispred plohe zrcala ili na veliki središnji toranj, u kojem se voda pretvara u paru te pokreće turbinu preko koje se generira električna energija u generatoru. Parabolični prolazni koncentrirajući kolektori , centrali energetski tornjevi i parabolični tanjurni kolektori koriste se u CSP sistemima.

Veliki komercijalni projekti vezani uz CSP tehnologiju već su uspješno implementirani u Kaliforniji, SAD te su time postali svijetli primjeri zemljama koje promoviraju CSP. Prema izvješću „Western Governors Association (Solar Task Force Report , 2006) „ svjetska proizvodnja električne energije korištenjem CSP tehnologije trebala bi dosegnuti 13 GW do 2015. godine. Većina budućih instaliranih kapaciteta biti će locirano na prostoru europskog dijela Mediterana, Sjeverne Afrike i Bliskog Istoka čime bi ta regija postala središte CSP-a u svijetu. Uz to ta regija ima dovoljan iznos godišnjeg sunčevog zračenja, nisku cijenu zemljišta i veliku potrebu za električnom energijom. Stoga su ti faktori potakli razvoj CSP tržišta u toj regiji uz države kao što su Španjolska, Alžir, Maroko, Izrael i UAE koje već ulažu u promociju i razvoj CSP termoelektrana[1].

Implementacija CSP-a uključuje visoke troškove u usporedbi s konvencionalnim izvorima energije. Stoga su potrebna dodatna sredstva odnosno državni poticaji i inicijative kako bi CSP postao profitabilan način proizvodnje energije. Vlade u pojedinim zemljama mediteranske regije već su pokrenule pojedine uvele poticajne mjere. Uz to krenulo se je u formiranje vladinih agencija i regionalnih cijeva u ostvarivanju CSP kapaciteta u svrhu promocije. Prvenstvena je svrha tih mjera poticaj privatnim investitorima prema ulaganju u CSP termoelektrane i tehnologiju u cilju ostvarenja CSP potencijala u toj regiji.

2.1 Poticajni faktori budućeg razvoja CSP-a

2.1.1 Rastuća osvještenost o globalnom zatopljenju i emisiji stakleničkih plinova

Neprestano rastuća upotreba nafte, ugljena i zemnog plina odnosno fosilnih goriva doprinijela je globalnog zagrijavanju i onečišćenju okoliša stakleničkim plinovima ugljičnim dioksidom, dušičnim oksidima i metanom. Emisija tih plinova i pet drugih stakleničkih plinova rezultira godišnjim porastom od 2.7 ppm-a ekvivalenta CO₂ (CO_{2e}) godišnje. Ukoliko ne dođe do prestanka rast odnosno smanjenja emisije tih plinova, njihova trenutačna emisija biti će dovoljna da koncentracija stakleničkih plinova 2100. godine bude 650 ppm što će rezultirati globalnim porastom temperature od minimalno 3°C u odnosu na preindustrijsku razinu[1].

Prema izvješću Greenpeace-a, očekuje se da će klimatske promjene uzrokovati do gubitka 150,000 ljudskih života godišnje. Uz to milijuni ljudi biti će pod povećanim rizikom nestašice hrane, malarije, poplava te nestašica pitke vode čak i kod globalnog porasta temperature od samo 2°C [1].

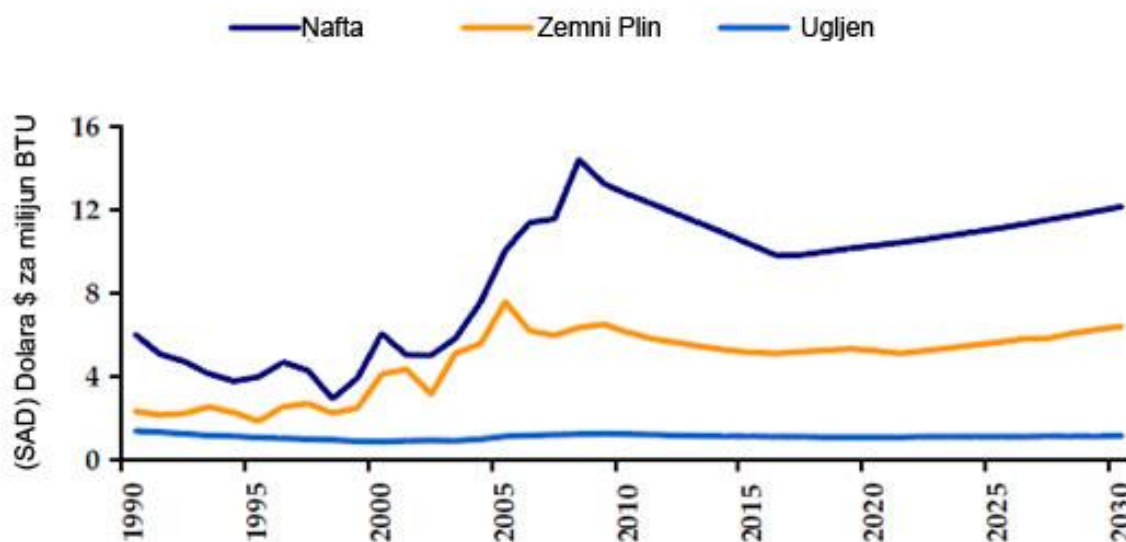
2.1.2 Obaveze Kyoto Protokola

Kyoto protokol je sastavljen 1997 kao odgovor na sve veće klimatske promjene i porast temperature. Protokolom se države potpisnice, obvezuju na smanjenje emisije stakleničkih plinova do 2012. godine za 5.2% u odnosu na razinu iz 1990.

Kao rezultat toga mnoge su zemlje i regionalna vladajuća tijela prihvatile zacrtane ciljeve. Primjerice, Europska Unija obavezla se na smanjenje emisije stakleničkih plinova od 8%, povećanjem udjela obnovljivih izvora energije u ukupnoj proizvodnji energije od 6% u 2005 do 12% do 2010. To je rezultiralo dodatnim poticajem prema adaptaciji obnovljivih izvora energije kao što je sunčeva energija, energija vjetera, geotermalna energija i energija plime i oseke.

2.1.3 Rast cijena konvencionalnih izvora energije

Očekuje se da će cijene nafte, zemnog plina i ugljena neprekinuto rasti sljedećih 20 godina zbog povećane potrebe za proizvodnjom i povećanjem cijene transporta (EIA-Energy Information Administration, 2008). Porast cijene nafter prisililo je gotovo sve zemlje da razmotre njihove politike vezane uz proizvodnju i potrošnju energije. Porast cijene fosilnih goriva primorao je zemlje koje ovise o njihovom uvozu da istraže i razrade alternativne izvore u svrhu proizvodnje električne energije.



Slika 2.1 Procjena rasta cijene fosilnih goriva [1]

2.1.4 Nesigurnost opskrbe energijom u budućnosti

Procjene Međunarodne Agencije za Energiju (IEA) predviđaju porast svjetske potražnje za energijom za više od 50% do 2030. Energetska sigurnost predstavlja dodatnu zabrinutost uz porast stakleničkih plinovi i porast cijene fosilnih goriva. Zbog toga mnoge zemlje žele „raznolikost“ pri opskrbi energijom tri važna sektora – proizvodnju električne energije, transport te grijanje i hlađenje. Zemlje uvoznice žele reducirati svoju ovisnost o vanjskim izvorima nafte i plina. Time se solarna energija nameće kao geografski najujednačenije raširen izvor energije uz to što ima mnoge druge prednosti a i nedostatke naspram drugih izvora energije.

2.2 Glavni ograničavajući faktori rasta CSP-a

2.2.1 Visoka cijena električne energije

Konkurentnost cijene je najveći ograničavajući faktor kod CSP-a, budući da je cijena proizvodnje električne energije iz CSP-a 2007. godine bila približno dvostruko veća u odnosu na električnu energiju proizvedenu iz fosilnih goriva. Cijena proizvodnje električne energije iz CSP-a iznosi oko 15 dolar (\$) centi po kWh dok cijena proizvodnje iz zemnog plina 4 dolar centi po kWh a iz nuklearnih elektrana 7 dolar centi po kWh. Za sad CSP je održiv samo u područjima sa visokom insolacijom. Kombinacija visokih investicijskih troškova i povećanim troškom proizvodnje i održavanja uzrokuje visoku cijenu električne energije iz CSP-a. Stabilna i dugotrajna ulaganja u istraživanje i razvoj obavezna za buduća smanjenja troškova[1].

2.2.2 Tehnologija

Izuzevši tehnologiju vezanu za parabolične protočne kolektore, većina tehnologije vezane uz CSP još uvijek se nalazi u ranoj fazi te još uvijek ne podliježe zakonu veličine odnosno redukcije troškova. Redukciju troškova moguće je ostvarit kroz budući razvoj koncentratorskih komponenti, sustava skladištenja energije sa jeftinim medijima te razvojem prihvatnika svjetlosti sa selektivnim premazima. U skladu s tim , implementacija nove tehnologije i poboljšanje postojećih tehnologija na dovoljno velikoj skali biti će ključno da CSP bude cijenovno kompetitivan[1].

Trenutačno gospodarski i privatni fondovi ne ulažu u istraživanja i razvoj CSP-a. Kao rezultat toga postoji nedostatak investicija na tom području, koja bi pridonijela održivosti CSP termoelektrana. Uz to potreban je razvoj mrežne infrastrukture za široku implementaciju CSP-a, čime bi se omogućilo trgovina električnom energijom iz CSP elektrana. Trošak transmisije električne energije uključuje troškove instalacije dalekovoda i troškove pokrivanja gubitaka usljed gubitka električne energije tijekom transmisije. Prema procjenama, ukupna potrebna investicija iznosit će 47 milijardi američkih dolara do 2020. godine odnosno 395 milijardi dolara do 2050. godine, ukoliko će doći do očekivanog povećanja proizvodnje električne energije iz CSP elektrana na području Mediteranske regije te Bliskog Istoka i Sjeverne Afrike te samim time do izgradnje visoko naponskih električnih mreža jednosmjerne struje.(HVDC – High Voltage Direct Current)[1].

2.2.3 Velika potrebna površina

Proces odnoso način proizvodnje električne energije sličan je proizvodnji tradicionalnim parnim turbinama. Razlika se nalazi u izvoru topline, budući da se kod CSP-a koristi solarna energija dok se kod tradicionalnih termoelektrana koriste različita fosilna goriva.

Tipičnoj CSP termoelektrani potrebno je okvirno između 2,85 i 5,7 hektara (5 do 10 jutara) zemlje po MW instaliranog kapaciteta, ovisno o tome koristi li termoelektrana skladištenje energije ili ne. U svrhu ostvarenja ekonomske efikasnosti, CSP termoelektrane zahtjevaju veličine između 100 MW i 300 MW kapaciteta. Time je površina kolektorskog polja, pogotovo onog sa instaliranim skladištenjem energije, enormna[1].

Velika potrebna površina CSP termoelektrane stvara zabrinutost o potencijalnom negativnom utjecaju na floru i faunu regije u kojoj se nalazi. Budući da izgradnja CSP termoelektrane zahtjeva ravnu površinu postoji mogućnost da će doći do kompeticije i sukoba sa drugim aktivnostima preventivno vezanim uz poljoprivredu i gospodarstvo.

2.2.4 Dostupnost vode

Dostupnost vode je još jedan kritični faktor o kojem treba voditi računa prilikom razvoja i planiranja CSP termoelektrana. CSP zahtjevaju kontinuirani izvor vode za hlađenje, stvaranje pare i čišćenje ogledala kolektora.

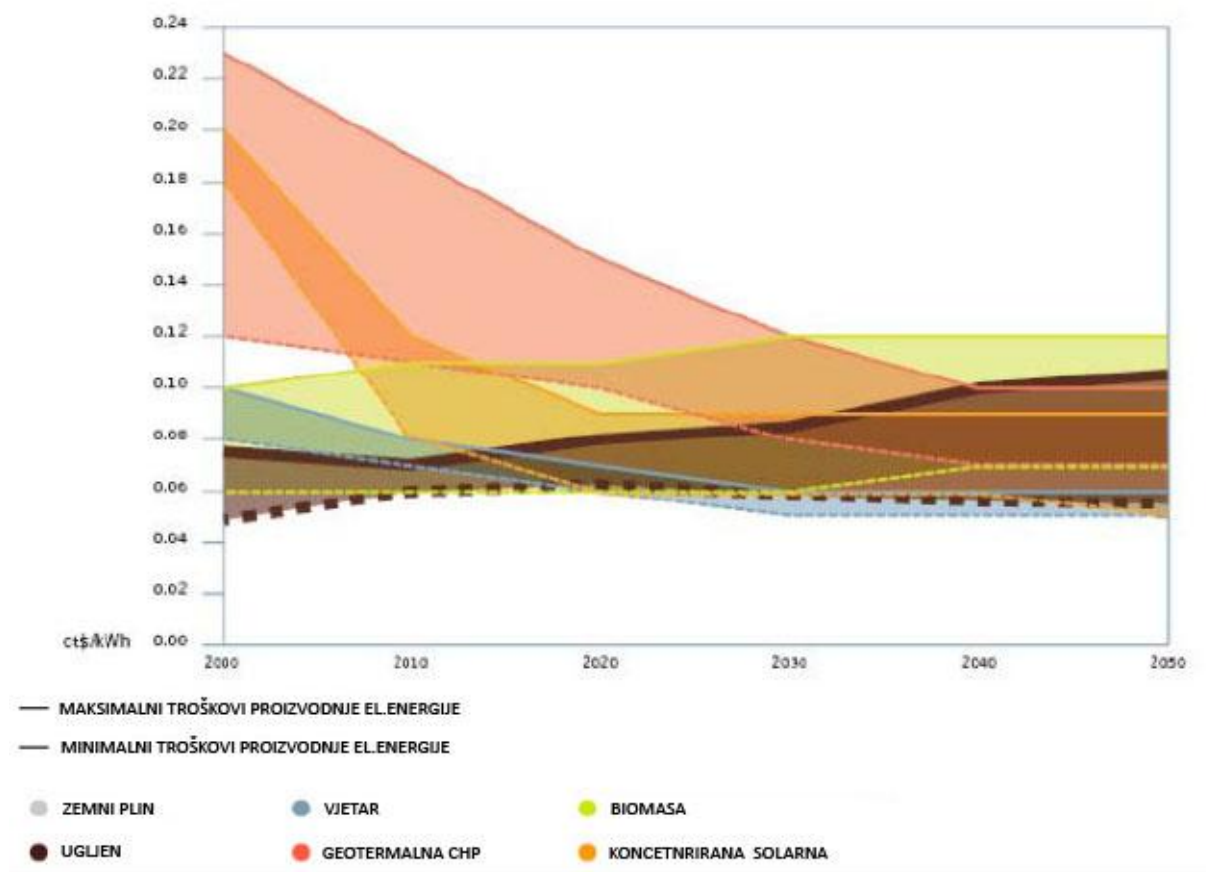
Prema istraživanju Cristophera Averya(Central Arizona Groundwater Replenishment District, 2007), očekuje se potrošnja od 2.3 do 2.6 milijuna m³ vode godišnje za postrojenje kapaciteta 280 MW. Stoga dostupnost vode postaje kritični faktor za razvoj CSP-a u određenoj regiji[1].

2.2.5 Implementacija CSP Tehnologije

Dugoročni lokalno bazirani razvojni ciklusi za CSP postrojenja mogli bi uzrokovati povećanjem troškova. Razlog toga je u promjeni državnih regulacija, političkih okolnosti i promjene u cjeni sirovina. Budući da je proizvodnja CSP termoelektrana limitirana, budući nagli porast potražnje nebi mogao biti zadovoljen kao što je to bilo na primjeru tehnologije vezane uz proizvodnju električne energije iz vjetrova. Posljedica toga mogla bi biti povećanje cijena i stvaranje zastoja. Uz to, CSP tehnologija je u ranoj razvojnoj fazi, pa bi troškovi održavanja mogli biti veći od očekivanih.

2.3 Troškovi proizvodnje električne energije iz CSP-a

Pri prihvaćanju CSP tehnologije kao tehnologije proizvodnje električne energije na visokoj razini, troškovi će imati značajnu ulogu. U većini regija u kojima se CSP već implementira, trošak proizvodnje električne energije kroz CSP je mnogo veći u usporedbi sa tradicionalnim tehnologijama. Implementacijom na visokoj razini i daljnjim razvitkom tehnologije očekuje se pad troškova proizvodnje električne energije iz CSP-a. Prema istraživanju „Electric Power Research Institute“, kad svjetska proizvodnja električne energije iz CSP-a dosegne 4 GW, troškovi njezine proizvodnje iz novih termoelektrana u 2015 mogla bi biti 8 \$ centa/kWh ili čak 5 \$/kWh (nominalni dolar 2005.). Uz to istraživanje, studija EREC-Greenpeace studija sugerira da bi cijena proizvodnje električne energije iz CSP-a mogla biti niža od proizvodnje iz ugljena u 2030[1].



Slika 2.2 Usporedba cijena proizvodnje električne energije [1]

Analiza troškova proizvodnje električne energije iz CSP-a može biti izračunata evauluacijom Inicijalnih Investicijskih Troškova (eng. IIC – Initial Investtment Costs), troškova pogona i održavanja (eng. O&M - Operating & Maintenance) te trošak proizvodnje energije (eng. LCOE - Levelized Costs of Energy). Procjena studije Black & Weatch (2006.) predviđa progresivno smanjenje investicijskih troškova za CSP termoelektrane većih kapaciteta, čime će se cijena od 4,943 \$/MW za termoelektranu od 100 MW spustiti na 3,157 \$/MW u 2015 za termoelektranu od 200 MW odnosno pratit će smanjenje troškova od 8,6 % godišnje[1].

2.2.1 Investicijski troškovi

Parametar	2007 100 MW	2009 100 MW	2011 150 MW	2015 200 MW
Građevinski radovi i infrastruktura	2,455	2,433	2,566	2,681
Solarno polje	230,865	205,109	243,059	268,441
Sistem izmjene topline	10,009	9,895	11,896	13,542
Skladištenje topline	57,957	57,9,7	71,32	89,39
Blok	38,754	38,754	48,899	56,818
Regulacija	22,533	22,533	28,432	33,036
Sustav zaštite	30,707	28,116	33,742	37,72
Suma direktnih troškova	393,28	364,776	439,915	501,627
Indirektni troškovi	101,106	92,814	113,469	129,746
Suma ukupnih troškova	494,386	457,59	533,384	631,737
Cijena investicije po MW	4943	4576	3689	3157

Tablica 2.1 Raspodjela inicijalnih investicijskih troškova CSP termoelektrane (2005.)
izraženih u 1000\$.[1]

CSP Tehnologija	Studij Tehnologije	Kapacitet	Specifična investicija
Parabolična zrcala	U procesu komercijalnog razvoja	30 do 200 MW	4,000-5,000
Sistem s solarnim tornjem	Dokazana tehnička izvedivost	30MW do 200 MW	2,941
Disk/Motor	Potrebna potvrda tehničke izvedivosti	5kW do 50 kW	10,000-14,000

Tablica 2.2 Trenutačno stanje CSP tehnologija i procjena troškova u Španjolskoj[1]

2.3.2 Troškovi pogona i održavanja

Troškovi rada te materijali i dijelovi solarnog polja najveća su komponenta troškova pogona i održavanja i ukupno čine oko 45% i 27% ukupnih troškova pogona i održavanja. Iako se očekuje smanjenje troškova vezanih uz dijelove solarnog polja, očekuje se da će udio troškova rada povećati. Sveukupno gledajući istu studiju (Tablica 2.3), do 2015., većina će se troškova smanjiti ukoliko kapacitet poraste na 200 MW, ne uzimajući u obzir troškova tretmana vode. Očekivano smanjenje troškova dolazi zahvaljujući tehnološkom napretku, napretku u efikasnosti izgradnje i povećanjem kapaciteta.

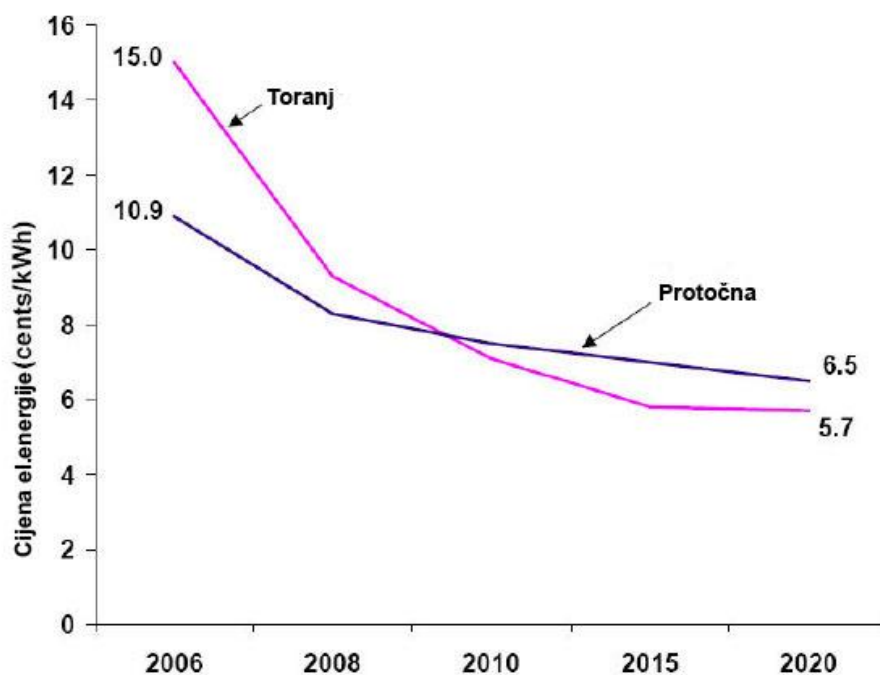
Parametar	2007 100 MW*	2009 100 MW*	2011 150 MW*	2015 200 MW*
Trošak rada				
Administracija	528	528	554	554
Pogon	979	973	1,088	1,158
Održavanje	663	663	664	664
Ukupan trošak rada	3,018	2,984	3,517	3,926
Nedefinirani troškovi	419	415	516	599
Troškovi ugovora	263	259	352	435
Tretiranje vode	260	265	413	556
Rezervni dijelovi i dodatna oprema	669	651	870	1,04
Materijali i dijelovi solarnog polja	1,859	1,311	1,457	1,904
Godišnja vrijednost kapitalne opreme	226	218	320	418
Djelomična suma	3,695	3,119	3,928	4,953
Ukupna suma	6,713	6,104	7,445	8,879

Tablica 2.3 Raspodjela godišnjih pogonskih troškova i troškova održavanja CSP termoelektrane, izraženih u 1000\$[1]

2.3.3 Ravnotežna cijena energije

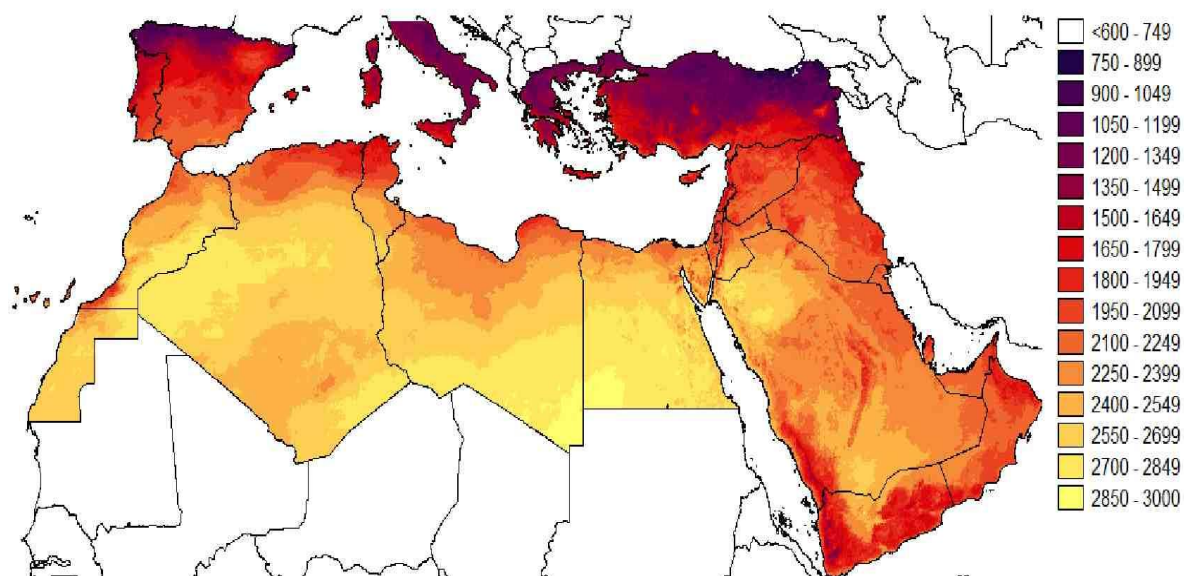
Trošak proizvodnje električne energije, definiran je kao ukupan trošak postrojenja kroz životni vijek podijeljen sa očekivanom proizvedenom električnom energijom tijekom korisnog životnog vijeka. On obuhvaća sve troškove tijekom životnog vijeka elektrane: inicijalnu investiciju, pogonske troškove i troškove održavanja, trošak goriva i cijenu kapitala. Mjerni je pokazatelj troška proizvodnje energije nekom tehnologijom te je važan pokazatelj ekonomske isplativosti. LCOE je minimalna cijena električne energije potrebna za pokrivanje investicije, troškova pogona i održavanja[1].

Trenutačno, parbolični protočni sustavi, koji koriste termičko ulje kao medij za prijenos toplinske energije, su tehnologija koja se najviše razvija. Prema studiji Sergent i Lundy, cijena proizvodnje električne energije iz CSP-a je između 10-12.6 \$ centi/kWh [1].



Slika 2. 3 Cijena električne energije iz solarne termoelektrane[1]

Prema sadašnjem stanju razvijenosti tehnologije za isplativost postrojenja presudna je godišnja količina izravnog zračenja (DNI - direct normal irradiance) je za 2002. godinu za regiju Sredozemlja, Sj. Afrike i Srednjeg istoka prikazana na priloženoj slici 2.4



Slika 2.4 Količina izravnog zračenja za regiju Sredozemlja, Sj. Afrike i Sr. Istoka[2]

Minimalna ekonomski isplativa količina godišnjeg izravnog zračenja iznosi $2.000 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$. Na lokacijama s manjim količinama izravnog zračenja (uključivo i RH) potrebno je pokriti veće površine solarnim koncentradorima. Procijenjeni tehnički i ekonomski potencijal instalacije solarnih termoelektrana za Španjolsku, Portugal, Italiju i Grčku, zajedno s podacima o planiranim kapacitetima i poticajnim tarifama prikazan je u tablici 2.4.

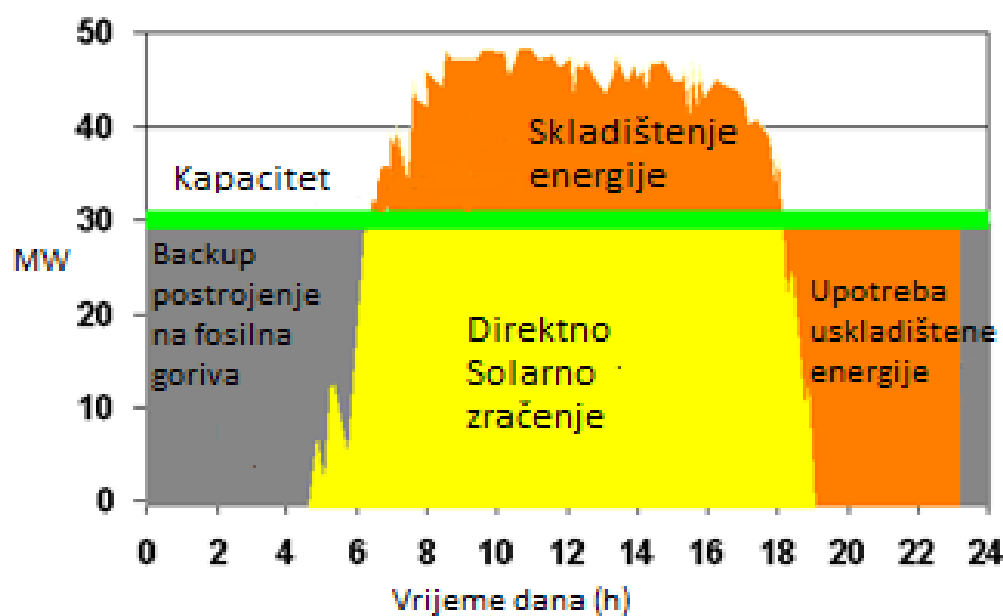
U Španjolskoj je ukupno instalirani kapacitet poticanih solarnih termoelektrana zasad ograničen na 500 MW u 2010. godini. Kao alternativa zajamčenoj tarifi (27 € cents/kWh kroz 25 godina, 21 € cents/kWh) može se odabrati i opcija tržišne cijene uvećane za 25 € cents/kWh. Zakonodavac dopušta proizvodnju do 15 % električne energije korištenjem prirodnog plina[3,4].

Lokacija	Planiran CSP kapacitet (MW)	Ekonomski potencijal - TWh	Insolacija kWh/m ²	Feed-in tariffe
Španjolska	>1500	1278	1646	27 € cent/kWh za CSP termoelektrane do 50 MW
Italija	40	7	88	28 € cent/kWh
Grčka	50	4	44	>23 € cent/kWh na kopnu >25 € cent/kWh na otocima
Portugal	6.5	142	436	>27 € cent/kWh za CSP do 10 MW >16-20 € cent/kWh za CSP iznad 10 MW

Tablica 2.4 Potencijal i razvoj CSP-a nekih EU članica te Feed-In tarife[1]

Do 2012. godine je u Italiji moguće potpisati 25-godišnje ugovore o isporuci električne energije proizvedene u solarnim termoelektranama[3]. Otkupna cijena jednaka je tržišnoj uvećanoj za 28 € cents/kWh. U slučaju pogona hibridnog postrojenja (u kombinaciji s izgaranjem prirodnog plina, ugljena ili biomase) poticajna tarifa se umanjuje proporcionalno količini električne energije koja je proizvedena korištenjem ostalih primarnih izvora). Broj instalacija ograničen je na 1,5 milijuna m² ukupne površine kolektora (koncentratora, zrcala, ...). Postavljen je i cilj od 2 milijuna m² površine kolektora do 2016. godine. Potrebna pokrivenost površine kolektorima ovisit će i o predviđenom kapacitetu toplinskog spremnika kojim se može produžiti pogon postrojenju i u satima bez solarnog zračenja što je zorno ilustrirano na slici 2.5

Na tragu intenzivnog razvoja i izgradnje solarnih termoelektrana (u Španjolskoj je instalirano 100 MW, a više od 400 MW je u izgradnji), kao i uspostave poticajnih zakonodavnih okvira u drugim mediteranskim zemljama EU (Portugalu, Italiji i Grčkoj) realno je pretpostaviti da bi smanjenje cijena komponenata solarne termoelektrane moglo nastupiti i prije 2020.godine.



Slika 2.5 Korištenje backup sistema na fosilna goriva i skladištenje topline u svrhu duljeg dnevog rada sistema[3]

3 SOLARNA TERMoeLEKTRANA NA ORGANKSI RANKINEOV CIKLUS

3.3 *Organski Rankineov Ciklus (ORC)*

Termoelektrane na Organski Rankineov ciklus (ORC) od velikog su interesa zahvaljujući njihov jednostavnosti i širokoj primjenjivosti. Najčešće se koriste kod iskorištavanja niskotemperaturnih resursa za proizvodnju električne energije odnosno za postrojenja malih kapaciteta (<5MW). Uobičajena je njihova upotreba za proizvodnju el.energije korištenjem solarne energije i geotermanlih izvora, iskorištavanje otpadne topline i proizvodnju el. energije na udaljenim lokacijama.

Organski Rankineov ciklus je u osnovi jednak tradicionalnom Rankineovom ciklusu s razlikom da koristi organski fluid umjesto vode. Postoji širok izbor organskih fluida koji se zahvaljujući svojim svojstvima koriste te mogu koristiti u ORC-u, a neki od njih su[5]:

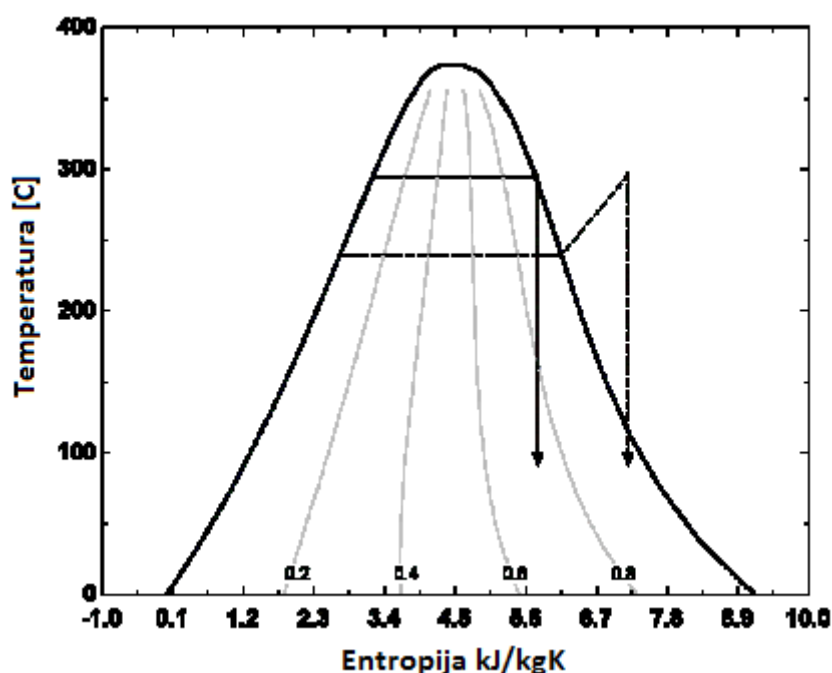
- Toluen
- Xylen
- n-pentan
- n-butan
- R-11,R-22
- R-248fa

Organski Rankineov ciklus nije nova tehnologija, te se intenzivnije koristi od sredine 20-og sttoljeća. Interes za korištenje ORC-a za proizvodnju električne energije korištenjem solarnog zračenja značajno raste zahvaljujući uspješnim primjerima njegove implementacije koja je započela 1984. Istraživanja na području njegove primjene za proizvodnju el.energije iz sunčevog zračenja pokretana su iz krugova njegove primjene kod u geotermalnoj energiji i iskorištavanju otpadne energije. Povećan interes za njegovu primjenu kod solarnih termoelektrana malih kapaciteta zaslužna je izgradnja 1MW APS Saguaro solarne

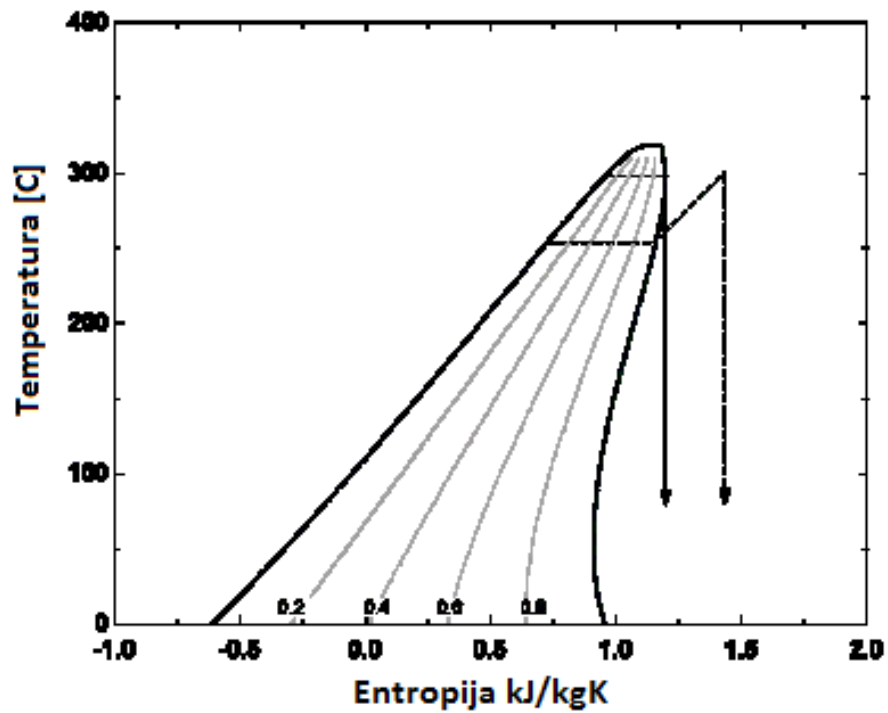
termoelektrane sa paraboličnim zrcalima u Arizoni. Ta solarna termoelektrana korištena je u ovom završnom radu kao referentna pri odabiru konfiguracije i izradi termodinamičkog proračuna.

3.3.2 Usporedba organskih fluida s vodom

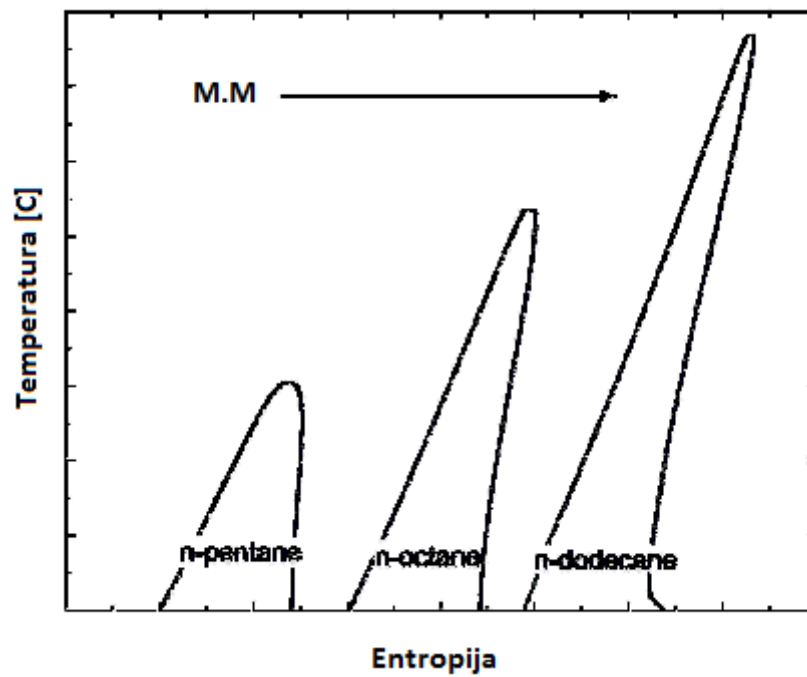
Organski fluidi, pogotovo pentan i toluen imaju bitno različita svojstva i karakteristike od vode. Jedna od tih je zasigurno razlika u ekspanziji suhozasićene ili pregrijane pare pri srednjim i niskim temperaturama (200-400°C). Najjasnije je to prikazano u T-s dijagramima vode (slika 3.1) i toluena (kao tipičnog radnog organskog fluid) (slika 3.2). Kao što se može vidjeti voda točka završetka ekspanzije vodene pare određena temperaturom odnosno tlakom kondenzacije, najčešće ulazi u područje moke pare. Za razliku od vode kod organskih medija, zahvaljujući drukčijem nagibu krivulje zasićenja odnosno različitim svojstvima, ekspanzija najčešće završava u pregrijanom području.



Slika 3.1 T-s dijagram za vodu koji prikazuje izentropsku ekspanzije iz istih temperatura ali različitih tlakova [5]

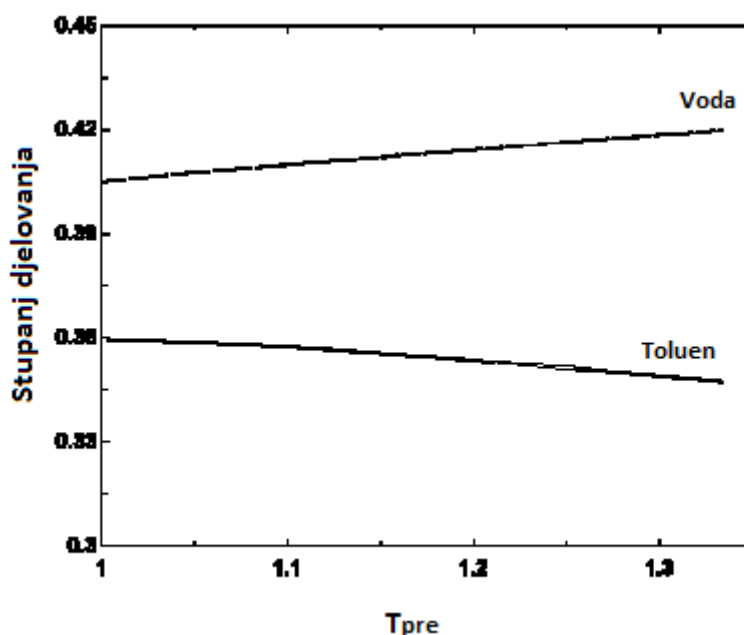


Slika 3.2 T-s dijagram za toluen koji prikazuje izentropsku ekspanziju iz istih temperatura ali različitih tlakova [5]



Slika 3.3 T-s dijagram različitih organskih fluida[5]

Kao što je vidljivo iz dijagrama ekspanzijom organskog fluida dolazi do dodatnog pregrijanja što daje mogućnost dodatnog povratka energije koja nije prisutna kod tradicionalnog Rankienovog ciklusa. Ta energija može se djelomično povratiti korištenjem rekuperatora u kojem radni fluid izlaskom iz turbine i ulaskom u rekuperator zagrijava fluid prije njegovog ulaska u generator pare. Dok se kod procesa s vodenom parom, pregrijanjem postižu povećava stupanj djelovanja, kod organskih fluida linije konstantnog tlaka ostaju paralelne ili dolazi do njihove opadanja slika 3.4



Slika 3.4 Utjecaj pregrijanja na stupanj djelovanja ciklusa sa vodenom parom i sa organskim fluidom[5]

Osim pogodnosti povrata topline rekuperatorom koju daje korištenje organskog fluida, njegova upotreba ima i drugih pogodnosti u usporedbi s vodom. Kod tradicionalnih Rankineovih procesa, tlakovi kondenzacije su niži od atmosferskog (~7kPa) u svrhu postizanja visoke iskoristivosti. Mnogi organski fluidi za razliku od vode imaju tlakove kondenzacije znatno iznad atmosferskog tlaka, za temperature koje se uobičajeno postižu u zraku i vodom hlađenim kondenzatorima.

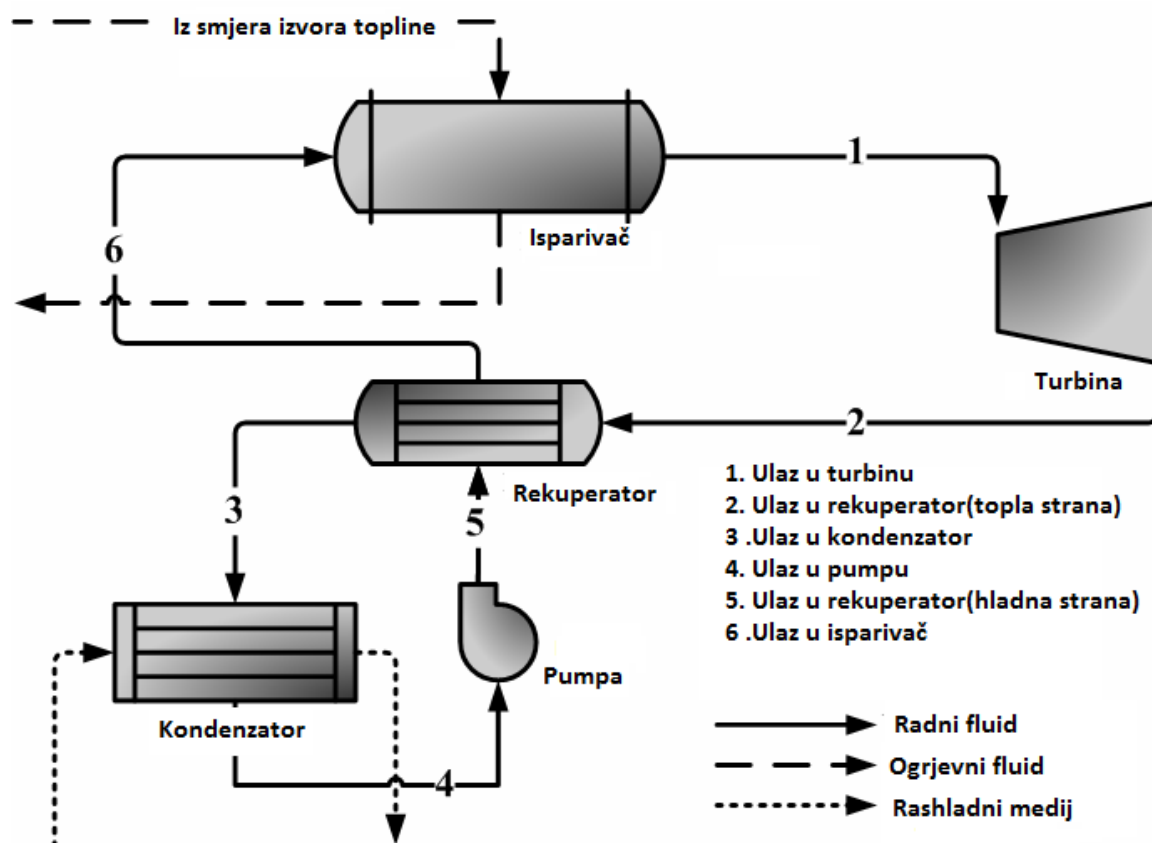
Jedno od najzahtjevnijih i najskupljih dijelova termoelektrane zasigurno je turbina. Parne turbine su komplekse i skupe te se sastoje od više stupnjeva između kojih može postojati i oduzimanje pare za zagrijavanje napojne vode. Za razliku od klasičnih parnih turbina, turbine kod ORC-a su jednostavne i manje konstrukcije s najčešće samo jednim stupnjem. Razlog tome je veća gustoća radnog fluida pri uobičajenim turbinskim radnim uvjetima., te puno manji omjeri ulaznog i izlaznog tlaka.

3.4 Referentno ORC postrojenje

Mnogo je različitih konfiguracija ORC postrojenja, ali kao referentno postrojenje a samim time i referentna konfiguracija ,za ovaj završni rad korištena je APS(Arizona Public service) Saguaro solarne termoelektrane. Jedan od razloga odabira te solarne termoelektrane, bio je dostupnost podataka vezanih za konfiguraciju i rad elektrane što je djelomično olakšalo izradu završnog rada.Solarna termoelektrana koristi Organski Rankineov ciklus sa n-pentanom kao radnim fluidom. Izgled cijelog postrojenja sa pripadajućim kolektorskim poljem vidljiv je na slici 3.5



Slika 3.5 APS Saguaro solarna termoelektrana



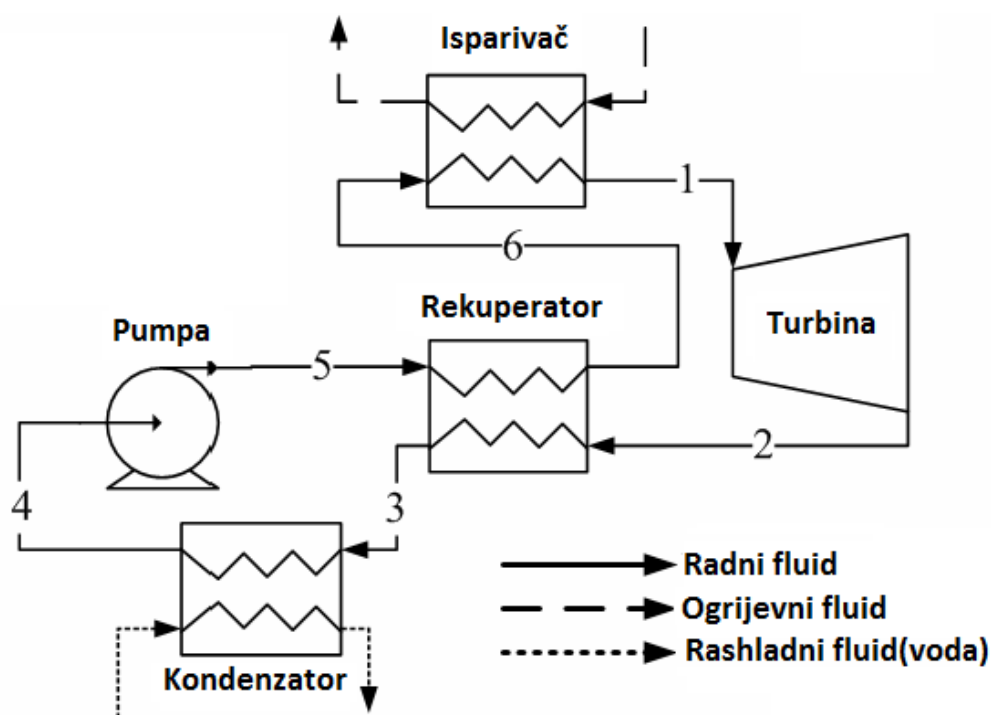
Slika 3. 6 Konfiguracija referentnog ORC postrojenja[5]

Procesi koji se odvijaju u ORC postrojenju:

- 1-2 Radni fluid ekspandira u turbini
- 2-3 Radni fluid više temperature izlazi iz turbine i ulazi u rekuperator
- 3-4 Radni fluid kondenzira
- 4-5 Radni fluid ulazi u pumpu te na njezinom izlazu postiže visoki tlak
- 5-6 Radni fluid niže temperature se zagrijava u rekuperatoru
- 6-1 Radni fluid se zagrijava pa isparava u generatoru pare

3.4.2 Opis termodinamičkog proračun solarne termoelektrane

Kao što je rečeno za model solarne termoelektrane uzeta je konfiguracija na koja ujedno predstavlja tipičnu konfiguraciju solarne termoelektrane. Modelirane komponente i smjer strujanja fluida te specifične radne točke prikazani su na slici 3.7 Pojednostavljenim termodinamičkim proračunom dobivaju u prvom redu izmjenjene topline u pojedinim komponentama u stacionarnom stanju. Pri tom proračunu korišteni su neki od podataka APS Saguaro solarne termoelektrane.



Slika 3.7 Shema modeliranih komponenti[5]

Za dobivanje termodinamičkog proračuna u stacionarnom stanju potrebno je odrediti nekoliko parametara:

- Temperaturu ogrjevnog fluida
- Temperature u generatoru pare
- Temperature kondenzatora
- Maseni protok radnog fluida
- Iskoristivost rekuperatora
- Pad tlaka u komponentama
- Efikasnost pumpe, turbine i generatora

3.2.2 Ogrjevni fluid

Prije proračuna bilo je potrebno odabrati ogrjevni fluida koji će se koristiti u solarnim kolektorima a samim time i u generatoru pare kao fluid koji predaje toplinu radnom fluidu. Odabran je Xceltherm 600® zbog njegove dobre stabilnosti pri temperaturama višim od 300°C te širokoj uporabi kao ogrjevni fluid. Uz to Xceltherm 600® nema mirisa, nije toksičan, te ne dolazi do pretjeranog nadražanja kože pri kontaktu[6]

Prvi korak proračuna je zadavanje protoka i temperature a samim time i ulazne entalpije ogrjevnog fluida u generatoru pare. Time se zadaje prva točka stacionarnog stanja cijelog ciklusa. Budući da ne postoje tablice za entalpiju Xceltherm 600® ulazna entalpija ogrjevnog fluida je određivana prema relaciji:

$$h_{of,u} = \int_{0^{\circ}\text{C}}^T C_{p,of} dT \quad (3.1)$$

Temperatura ogrjevnog fluida koji dolazi u u ovisna je o intenzitetu zračenja. Stoga je ono u stacionarnom stanju definirano kao intenzitet zračenja pri kojem se postiže temperatura od 300°C pri protoku koji omogućuje postizanje te temperature. Kao što je vidljivo, radi lakšeg proračuna i izrade dinamičkog modela, odlučeno je da se temperatura ogrjevnog fluida koji

izlazi iz kolektorskog polja i ulazi u generatoar pare, drži konstantnom dok se protok mjenja kako bi se zadovoljila konstantna temperatura od 300°C . Iz relacije 3.1 moguće je uočiti jedno od pojednostavljenja do kojih dolazi uvođenjem konstantne temperature, a to je izbjegavanjem potrebe za izračunavanjem specifičnog toplinskog kapaciteta kod promjene temperature ogrjevnog fluida u kolektoru.

3.2.3 Generator pare

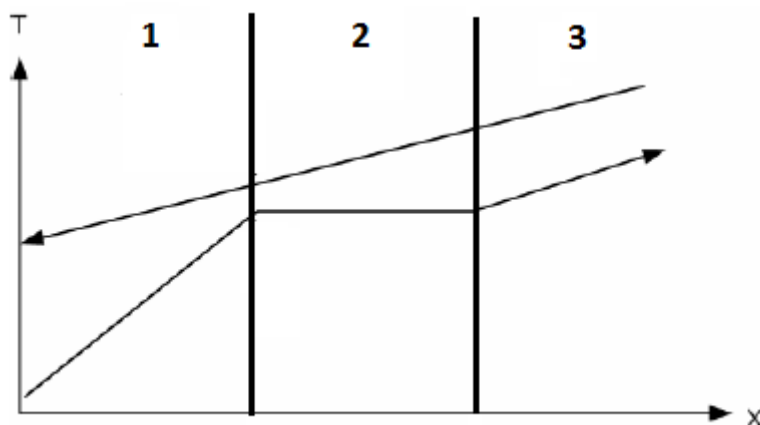
Generator pare kao komponenta postrojenja solarne termoelektrane, modeliran je zasebno u poglavlju 4. , u svrhu dobivanja temperatura radnog fluida u stacionarnom stanju i dobivanja dinamike isparavanja pri nestacionarnim uvjetima. Temperature i protoci dobiveni iz modela stacionarnog stanja, korišteni su kao polazišna točka za modeliranje dinamike.

U generatoru pareu prikazanom kao jedinstvena komponenta ORC postrojenja, odvijaju se tri procesa izmjene topline. Stoga je generatoru pare kao zasebna komponenta pri izračunu stacionarog temperaturnog profila i nastale pare(poglavljje 4.) podjeljen u tri dijela s obzirom na procese koji se odvijaju na strani radnog fluida , a to su :

1. Zagrijač

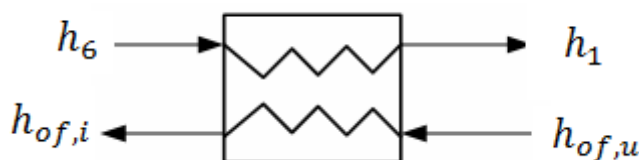
2. Isparivač

3. Pregrijač



Slika 3.8 T-x dijagram zagrijača, isparivača i pregrijača

Važno je napomenuti, što je i vidljivo na T-x dijagramu na slici 3.8 i shemi na slici 3.9, da je generator pare odnosno izmjenjivač ogrjevnog/radni fluid modeliran kao protusmjerni Shell&Tube izmjenjivač budući da se ta vrsta izmjenjivača koristi u sličnim postrojenjima zbog postizanja zadovoljavajućih temperaturnih razlika ulaza i izlaza, te zbog mogućnosti izdržavanja visokih tlakova tijekom rada u termoelektranama. Bitno je napomenuti da će kroz cijeli proračun ogrjevni fluid biti označavan sa indeksom „of“ ili „o“ i brojem, ovisno o kojoj točki ciklusa se radi. Radni fluid biti će označavan samo s brojem u indeksu ili s „r“.



Slika 3.9 Smjer strujanja i entalpije fluida na ulazu i izlazu u generatoru pare

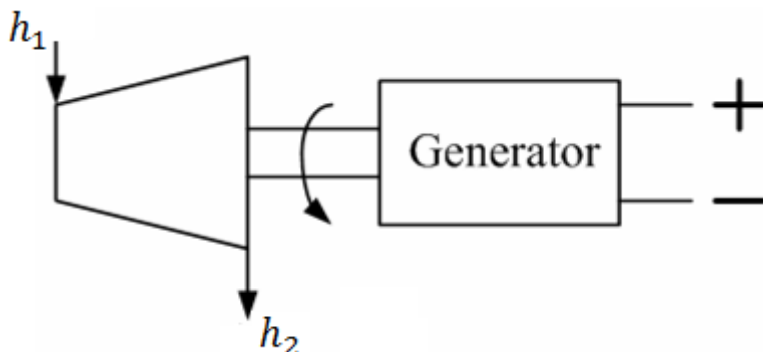
Schema prikazana na slici 3.8 ujedno prikazuje ulazne i izlazne entalpije radnog odnosno ogrjevnog fluida. Sukladno tome na taj način biti će postavljena i relacija za energetske bilancu u generatoru pare.

$$\dot{Q}_{GP} = \dot{m}_{rf}(h_1 - h_6) = \dot{m}_{of}(h_{of,u} - h_{of,i}) \quad (3.2)$$

Entalpija radnog fluida na ulazu u generator pare (h_6) ovisna je o temperaturi koju fluid postiže u rekuperatoru te o tlaku i padu tlaka iza pumpe. Tlak i temperatura radnog fluida na ulazu slobodno su određeni uzimajući u obzir referentnu termoelektanu. Entalpija na izlazu generatora pare za ogrjevni i radni fluid, dobivena je proračunom stacionarnog stanja.

3.2.4 Turbina i generator

Snaga turbine i generatora prikazan na slici 3.10 najčešće se definira kroz njihove efikasnosti. Kod turbine to je izentropska efikasnost dok je kod generatora to mehanička efikasnost.



Slika 3. 10 Turbina i generator

Turbinska izentropska efikasnost se definira na sljedeći način:

$$\eta_{turbine} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,s}} \quad (3.3)$$

Gdje je $h_{2,s}$, entalpija radog fluida izlasku iz turbine nakon izentropske ekspanzije.

Snaga turbine definiran je sljedećom relacijom:

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}_{rf}(h_1 - h_2) \quad (3.4)$$

Pri izračunu snage za stacionarno i nestacionarno stanje korišten je izentropski stupanj djelovanja. Za njegov izračun kod stacionarnog i nestacionarnog režim rada odnosno punog i parcijalnog opterećenja, korištena je relacija (3.5) dobivena aproksimacijom statističkih podataka iz rada turbine od 1MW koja se koristi u APS solarnoj termoelektrani. Kroz statističke podatke provučen je polinom drugog stupnja i dobiven je sljedeći izraz:

$$\eta_{turbine} = -0.14 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^2 + 0.2981 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right) + 0.6127 \quad (3.5)$$

Mehanička efikasnost generatora je opisana odnosom električne snage i dovedene mehaničke snage:

$$\eta_{generatora} = \frac{P_{električno}}{P_{mehaničko}} \quad (3.6)$$

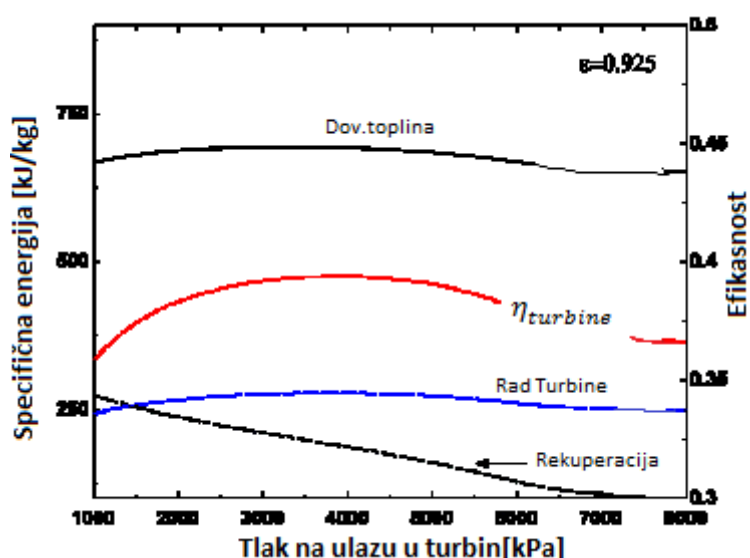
U ovom proračunu zanemareni su gubici u generatoru te stupanj djelovanja iznosi 1 .

3.2.5 Rekuperator

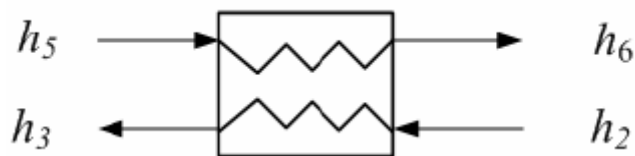
Rad rekuperatora smatra se adijabatskim, te je za njegov rad važno definirati stupanj djelovanja:

$$\varepsilon = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,min}} \quad (3.7)$$

Utjecaj rekuperacije na stupanj iskoristivosti u ovisnosti o tlaku na turbini vidljiv je na slici 3.11 gdje je prikazan sa rekuperacijim. Kao što je rečeno, postoji različitih konfiguracija ORC termoelektrana bez rekuperacije koje koriste ekspanziju u dva stupnja sa međupregrijanjem između visokotlačnog i niskotlačnog dijela turbine. Jedna od mogućih konfiguracija je i sa zagrijavanjem (regenerativnim) napojnog fluida izdvajanjem pare između turbinskih stupnjeva. Time se postiže slično zagrijanje, kao i kod rekuperatora.



Slika 3. 11 Dijagram izentropska snaga turbine, izmjene topline i stupnja djelovanja postrojenja[5]



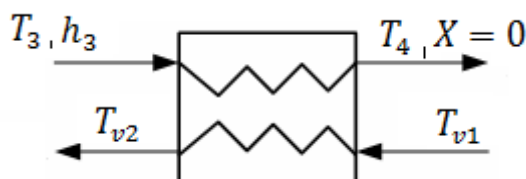
Slika 3.11 Smjer strujanja radnog i ogrjevnog fluida te njihove entalpije na ulasku i izasku iz rekuperatora

Energetska bilanca rekuperatora izražena je sljedećom relacijom:

$$\dot{Q}_{rekuperatora} = \dot{m}_{r,f}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{r,f}(h_6 - h_5) \quad (3.8)$$

3.2.6 Kondenzator

Kao i kod generatoar pare rad kondenzatora definiran je temperaturnim parametrima. Tlak u točki 4 je tlak kondenzacija za pripadajuću temperaturu kondenzacije T_4 . Slika 3.12 Prikazuje tokove radnog i rashladnog fluida kroz kondenzator te ulazne i izlazne temperature.



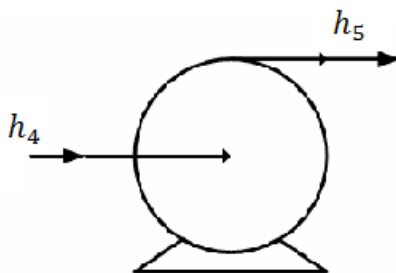
Slika 3. 12 Smjer strujanja radnog i rashladnog fluida te njihove temperature i entalpije u kondenzatoru

Energiju koju je potrebno odvesti radnom fluidu da bi kondenzirao jednaka je energiji koju prima rashladni fluid, najčešće voda stoga će temperature,entalpije i druge oznake vezane za taj fluid imati index „v“.Energetska bilanca kondenzatora:

$$\dot{Q}_{kondenzatora} = \dot{m}_{r,f}(h_3 - h_4) = \dot{m}_v(h_{v2} - h_{v1}) \quad (3.9)$$

3.2.7 Pumpa

Kao i kod turbine, performanse pumpe definirane su njenom izentropskom efikasnošću. Slika 3.13 prikazuje strujanje fluida kroz pumpu.



Slika 3. 13 Strujanje radnog fluid u pump i pripadajuće entalpije

Iskoristivost pumpe definirana je na sljedeći način:

$$\eta_{pumpe} = \frac{h_{5,s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (3.10)$$

gdje $h_{5,s}$ predstavlja entalpiju ukoliko bi se radilo o izentropskom procesu. Uz to potrebno je definirati izraz za potrebnu snagu pumpe :

$$\dot{W}_{pumpe} = \dot{m}_{r,f}(h_5 - h_4) \quad (3.11)$$

3.2.8 Stupanj djelovanja ciklusa

Definiravši stupanj djelovanja i snagu turbine i pumpe te energetske bilancu u generatoru pare, moguće je definirati stupanj djelovanja cijelog ciklusa za stacionarno stanje.

Iskoristivost cijelog ciklusa, jednaka je omjeru dobivene snage na turbini umanjenoj za snagu pumpe i dovedene topline.

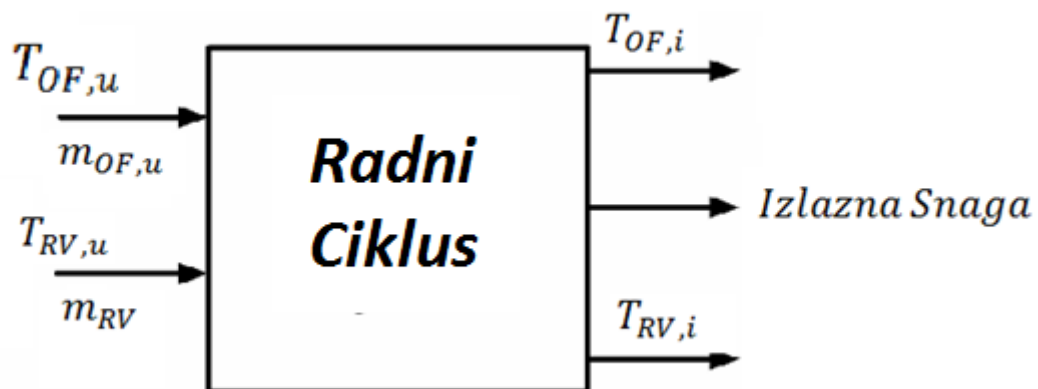
$$\eta_{ciklusa} = \frac{\eta_{generatora} \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pumpe}}{\dot{Q}_{generatora\ pare}} \quad (3.12)$$

3.3 Termodinamički proračun solarne termoelektrane i matematički model procesa u generatoru pare

3.3.1 Definiranje ulaznih parametara

Kao što je već spomenuto termodinamički proračun se oslanja na stvarnim podacima te podacima modela stvarne termoelektrane. U ovom završnom radu posebno je modeliran sustav generatora pare (zagrijač, isparivač i pregrijač) čime su se odredile nove temperature i tlakovi na njegovom izlasku a samim time i na ulasku u turbinu.

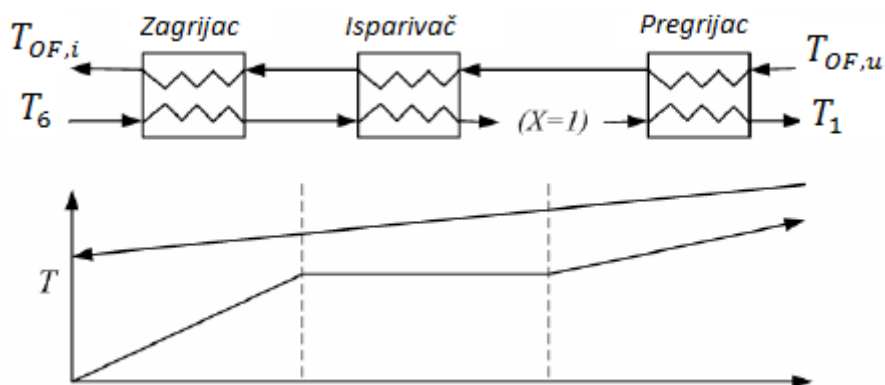
Ulazna temperatura ogrjevnog fluida u model, odnosno izlazna temperatura gledana sa strane kolektora iznosi 300 °C dok protok ogrjevnog fluida iznosi 12 kg/s. Kako bi se postigla ta temperatura potrebna je velika površina kolektorskog polja zbog relativno niskog intenziteta zračenja na odabranoj lokaciji.



Slika 3.14 Protok informacija kroz proračun(model)

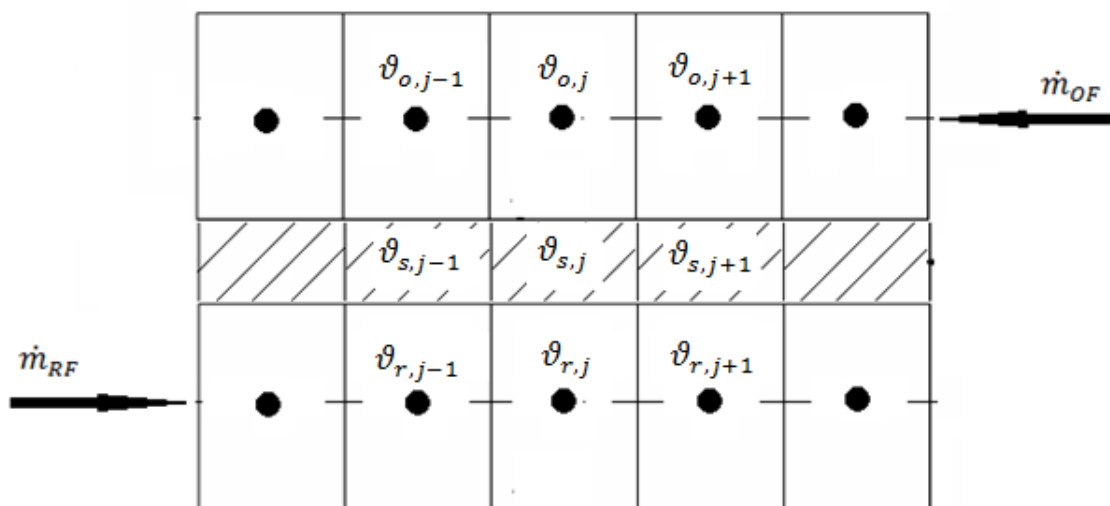
3.3.2 Mreža temperatura u generatoru pare

Model izmjenjivača topline u kojem radni fluid postiže temperaturu pregrijanja modeliran je protusmjerni izmjenjivač sa tri zasebna dijela što je vidljivo na slici 3.15. U stvarnosti zagrijač i isparivač dijele zajedničke izmjenjivačke površine dok je pregrijač izveden zasebno.



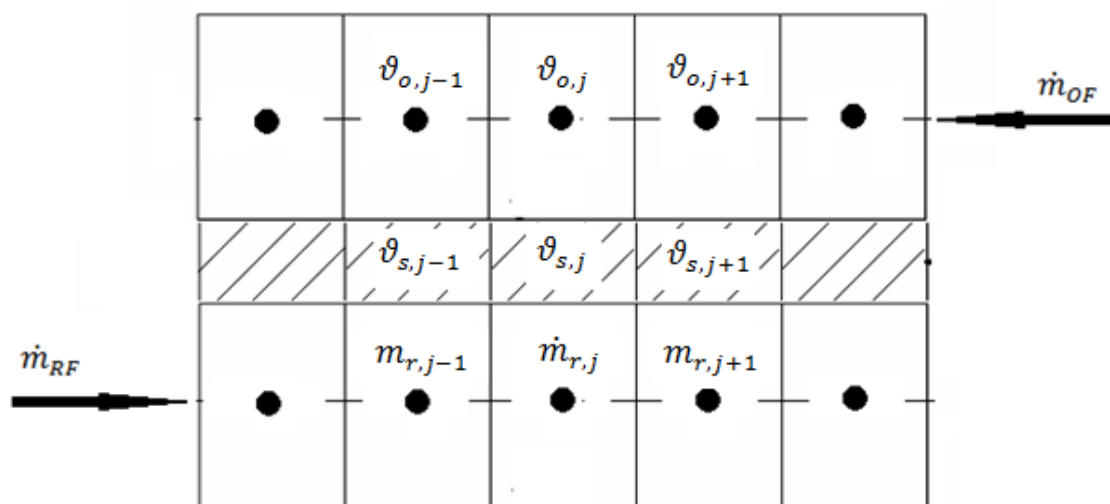
Slika 3.15 Smjer protoka u generatoru pare[5]

Temperaturni profil u svakom dijelu generatora pare (zagrijača, isparivača i pregrijača) dobiven je podjelom izmjenjivačkih površina u šest segmenata segmenta kao što je prikazano na slici 3.14. Osim temperature ogrjevnog i radnog fluida čije su temperature označene prvim slovima imena fluida, uvodimo i temperaturu stijenke. Oznaka odnosno broj uz slovo indeksa označuje redni broj segmenata. Radi lakšeg postavljanja jednadžbi i dobivanja matematičkom modela korišteni su materijali s nastave[6].



Slika 3.16 Podjelom dobiveni segmenti izmjenjivačkih površina

Takvom podjelom dobiveno je osamnaest komponenata temperatura u zagrijaču i pregrijaču. U isparivaču gdje temperatura radnog fluida ostaje konstantna dobiveno je dvanest komponenti temperatura s još šest komponenti novonastale pare u svakom segmentu što je prikazano na slici 3.15



Slika 3.17 Podjelom dobiveni segmenti isparivača

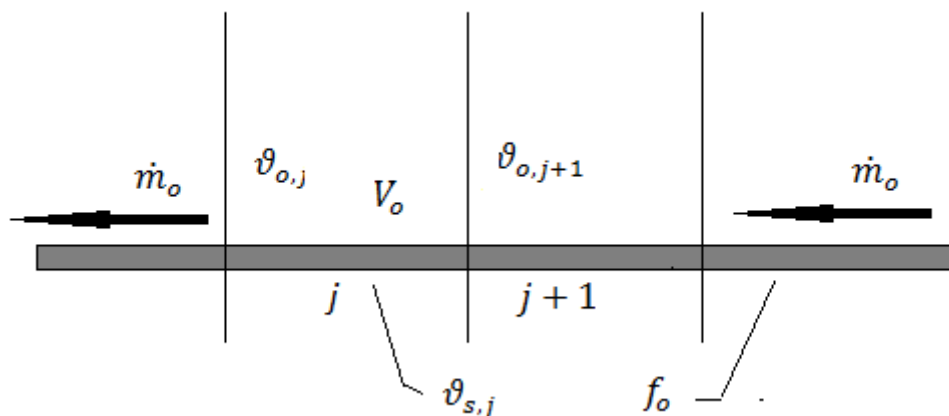
3.3.3 Zanemarenja i pojednostavljenja pri izračunu temperaturnog profila

Prije postavljanja jednačbi za svaki od segmenata, pri izračunu temperaturnog profila u izmjenjivaču uzeta su mnoga zanemarenja u svrhu smanjenja broja jednačbi i kompleksnosti proračuna. Zanemarenja su sljedeća:

- Zanemaruje se pad tlaka u generatoru pare
- Zanemaruje se temperaturni gradijent u stijenci cijevi
- Parni prostor u isparivačkom djelu ispunjen isključivo suhozasićenom parom
- Zanemaruje se izmjena topline s plaštem
- Uvjeti prijelaza topline ne ovise o pogonskom stanju i pretpostavljaju se konstantne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline
- Svojstva ogrjevnog fluida ne ovise o temperaturi unutar pojedinog dijela izmjenjivača

3.3.4 Opis jednačbi korištenih u izradi stacionarnog modela

Kao što je navedeno jednačbe su postavljane za ogrjevni i radni fluid te za stijenu. Jednačbe predstavljaju prvi i drugi zakon termodinamike postavljen na svaki od segmenata. Za zagrijač i pregrijač one su postavljene na sljedeći način:



Slika 3.18 Prikaz segmenata i temperatura na strani ogrjevnog fluida

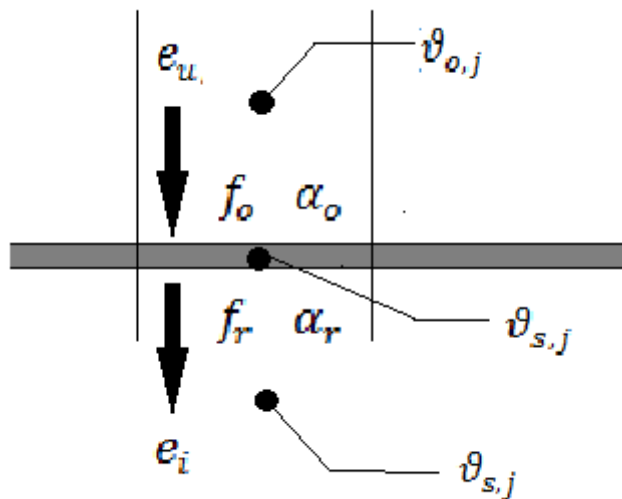
Jednadžbe za ogrjevni fluid

$$\frac{dE_j}{dt} = e_{u,j} - e_{i,j} \quad (3.13)$$

$$\frac{dE_j}{dt} = V_o \cdot \rho_o \cdot c_o \cdot \frac{d\vartheta_{o,j}}{dt} \quad (3.14)$$

$$e_{u,j} = \dot{m}_o \cdot c_o \cdot \vartheta_{o,j+1} \quad (3.15)$$

$$e_{i,j} = \dot{m}_o \cdot c_o \cdot \vartheta_{o,j} - f_o \cdot \alpha_o \cdot (\vartheta_{o,j} - \vartheta_{s,j}) \quad (3.16)$$



Slika 3.19 Toplinski tok i temperature na segmentu stijenske

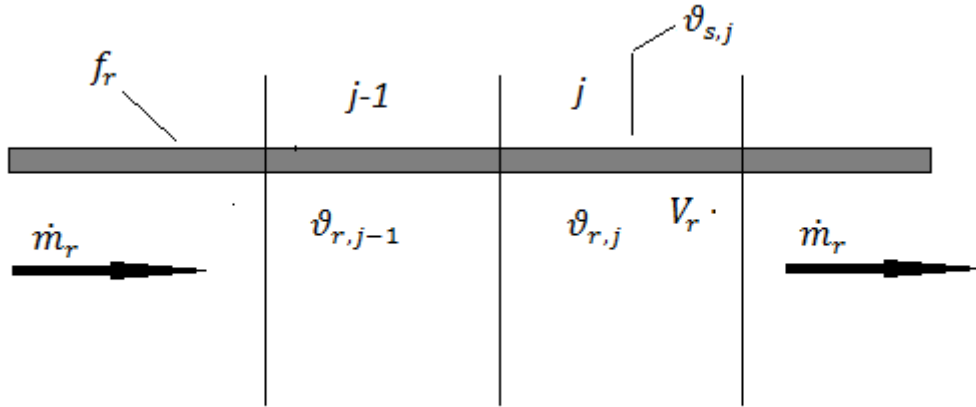
Jednadžbe za stijenu:

$$\frac{dE_j}{dt} = e_{u,j} - e_{i,j} \quad (3.17)$$

$$\frac{dE_j}{dt} = M_s \cdot c_s \cdot \frac{d\vartheta_{s,j}}{dt} \quad (3.18)$$

$$e_{u,j} = f_o \cdot \alpha_o \cdot (\vartheta_{o,j} - \vartheta_{s,j}) \quad (3.19)$$

$$e_{i,j} = f_r \cdot \alpha_r \cdot (\vartheta_{s,j} - \vartheta_{r,j}) \quad (3.20)$$



Slika 3.20 Prikaz segmenata i temperatura na strani ogrjevnog fluida

Jednadžbe za radni fluid:

$$\frac{dE_j}{dt} = e_{u,j} - e_{i,j} \quad (3.18)$$

$$\frac{dE_j}{dt} = V_r \cdot \rho_r \cdot c_r \cdot \frac{d\vartheta_{r,j}}{dt} \quad (3.19)$$

$$e_{u,j} = \dot{m}_r \cdot c_r \cdot \vartheta_{r,j-1} + f_r \cdot \alpha_r \cdot (\vartheta_{s,j} - \vartheta_{r,j}) \quad (3.20)$$

$$e_{i,j} = \dot{m}_r \cdot c_r \cdot \vartheta_{r,j} \quad (3.21)$$

Kao što je navedeno, gornje jednadžbe postavljane su za zagrijač i pregrijač. U isparivaču temperatura radnog fluida ostaje konstanta budući da dolazi do isparavanja pri temperaturi isparavanja ovisnoj o tlaku. Dok jednadžbe za ogrjevni fluid i stijenku u isparivaču ostaju iste, jednadžbe za segment radnog fluida u isparivaču se mijenjaju. Jednadžbe za radni fluid su sljedeće te opisuju dinamiku nastajanja pare u isparivaču:

$$\frac{dM_r}{dt} = \dot{m}_k - \dot{m}_{pr} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_{pr} = \sum_{j=1}^6 \dot{m}_{pr,j} \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_p = \frac{f_{r,isp} \cdot \alpha_{r,isp}}{r_{r,isp}} \cdot (\vartheta_{r,p} - \vartheta_{s,j}) \quad (3.24)$$

3.3.5 Rješenje jednadžbi stacionarnog stanja i dobiveni temperaturni profil

Za proračun temperaturnog profila korišten je program Matlab[®]. U svrhu dobivanja temperaturnog profila u izmjenjivaču, korištene su gore navedene jednadžbe. Jednadžbe su postavljane za stacionarno stanje koje je definirano nepromjenjivosti veličina (temperatura) u vremena, izrazom prikazano:

$$\frac{d}{dt} = 0 \quad (3.25)$$

Ovaj uvjet vrijedi kako za jednadžbe zagrijača i pregrijača tako i za isparivač te time jednadžbe 3.22 i 3.24 poprimaju sljedeći oblik:

$$0 = \dot{m}_k - \dot{m}_{pr} \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{pr} \quad (3.27)$$

Gornja jednadžba daje nam uvjet stacionarnosti za isparivač, kojim je definirano da maseni protoci kapljevine i pare radnog fluida koji ulaze u isparivač mora biti jednak protocima kapljevine i pare radnog fluida koji izlaze iz isparivača. U isparivač ulazi isključivo kapljevina radnog fluida, a jednadžbama i modelom pregrijača definirano je da u njega ulazi isključivo para. Kako se u model isparivača nebi trebalo uvoditi odvođenje neisparene

kapljevine, narinuti maseni protok ogrjevnog fluida jednak je masenom protoku novonastale pare radnog fluida, odnosno jednadžbom:

$$\dot{m}_k = \sum_{j=1}^6 \dot{m}_{pr,j} \quad (3.28)$$

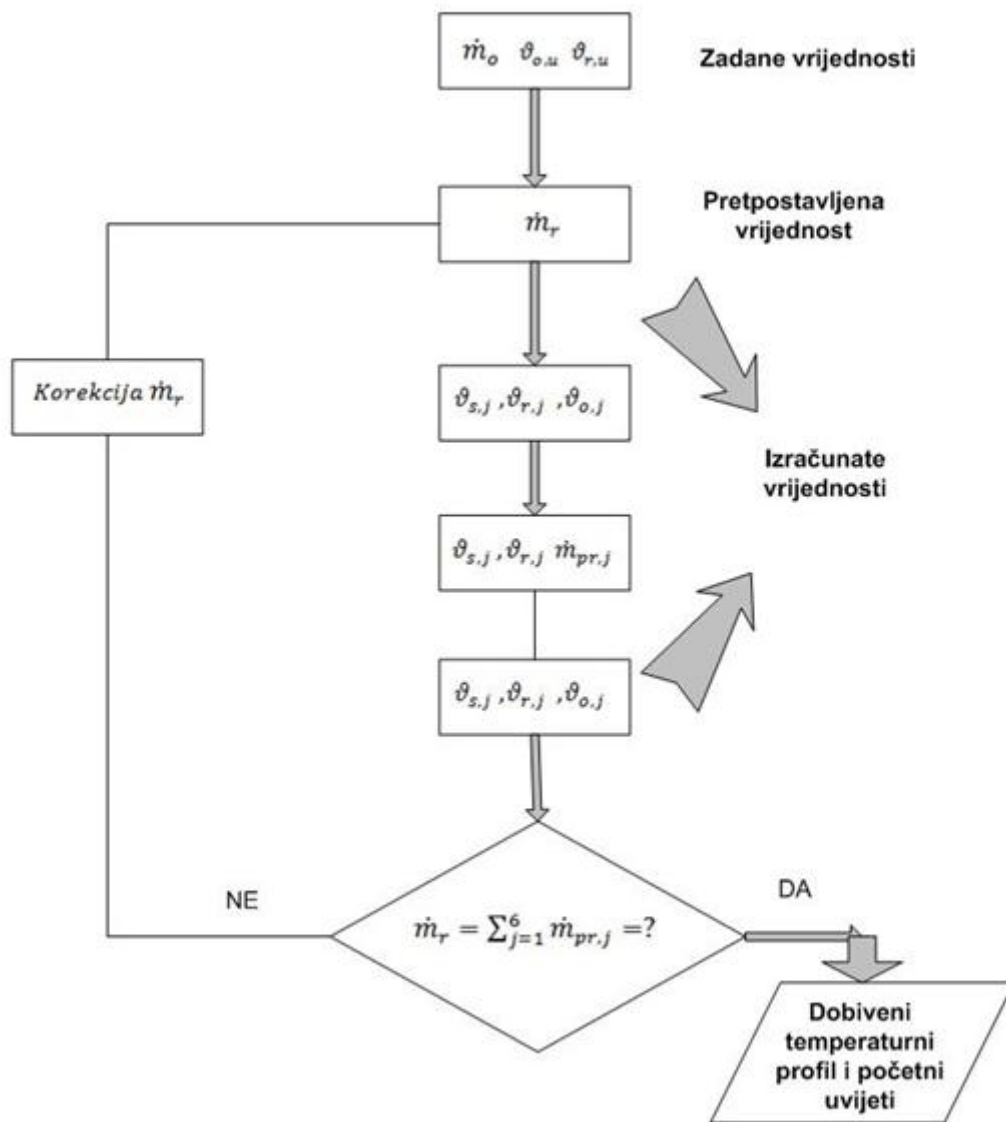
$$\dot{m}_k = \dot{m}_r \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_r = \sum_{j=1}^6 \dot{m}_{pr,j} \quad (3.30)$$

Maseni protok radnog medija dobiven je iterativnim putem pretpostavljajući njegovu vrijednost te je uspoređujući s dobivenim protok novonastale pare kako bi se zadovoljio uvjet opisan jednadžbom 3.30. Bitno je napomenuti da stacionarni temperaturni profil i izlazne vrijednosti temperatura ujedno čine početne vrijednosti nestacionarnog modela napravljenim u programu Simulink[®] koji je sastavni dio Matlab programskog paketa.

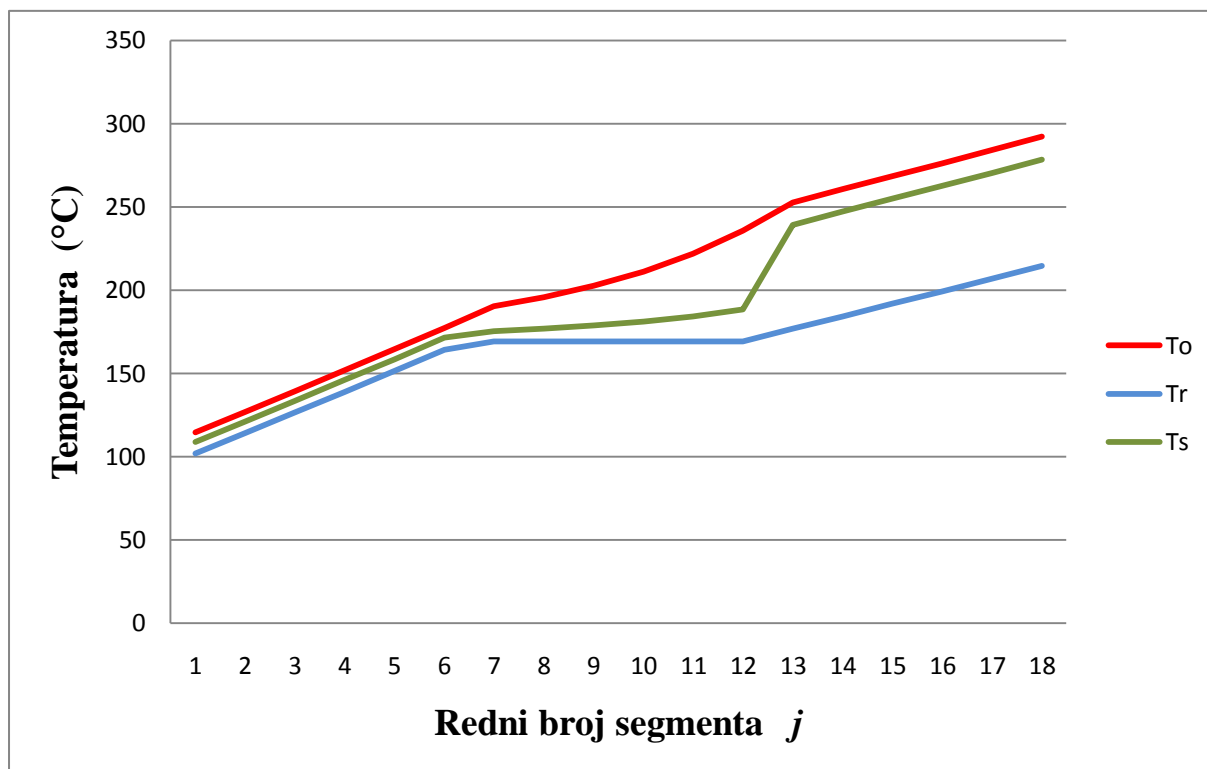
Veličine stanja ogrjevnog fluida pri pojedinim temperaturama Xceltherma 600 preuzete su sa službene stranice proizvođača te predstavljaju službene podatke koji su namjenjeni kao pomoć pri izradi inženjerskih proračuna. Podaci vezani za n-pentan dobiveni su programom Refprop[®] koristeći njegovo grafičko sučelje te tablice u Excelu[®] pri termodinamičkom proračunu.

Okvirne vrijednosti površina izmjenjivačkih površina kao i drugi podaci vezani za APS Saguaro solarnu termoelektranu preuzeti su iz magisterija [5]



Slika 3.21 Dijagram postupka proračuna stacionarnog stanja

Na dijagramu 3.22 prikazan je postupak proračuna koristeći Matlab. Dobiveni temperaturni profil prikazan je na slici 3.23 a količina novo nastale pare po segmentu vidljiva je na slici 3.24



Slika 3.22 Temperaturni profil po segmentima izmjenjivača

3.3.5 Termodinamički proračun opisanim jednažbama, koristeći dobivene temperature

U proračunu su korištene jednažbe navedene od poglavlja 3.2.1 do poglavlja 3.2.8 .

Generator pare:

$$\dot{Q}_{izmjenjivača\ topline} = \dot{m}_{rf}(h_1 - h_6)$$

$$\dot{m}_{rf} = 9.7 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{izmjenjivača\ topline} = 5386,777 \text{ kW}$$

Komponente generatora pare:

Zagrijač

$$\dot{Q}_{zagrijač} = \dot{m}_{rf}(h_{z,i} - h_{z,u})$$

$$\dot{Q}_{zagrijač} = 2123.13 \text{ kW}$$

Isparivač

$$\dot{Q}_{isp} = \dot{m}_{rf}(h_{i,i} - h_{i,u})$$

$$\dot{Q}_{isp} = 1903,4 \text{ kW}$$

Pregrijač

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_{rf}(h_{p,i} - h_{p,u})$$

$$\dot{Q}_{isp} = 1304.67 \text{ kW}$$

Turbina

$$\eta_{turbine} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,s}}$$

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}_{r,f}(h_1 - h_2)$$

$$\eta_{turbine} = 0,7685$$

$$\dot{W}_{turbine} = 1124,466 \text{ kW}$$

Pumpa

$$\eta_{pumpe} = \frac{h_{5,s} - h_4}{h_5 - h_4}$$

$$\dot{W}_{pumpe} = \dot{m}_{r,f}(h_5 - h_4)$$

$$\eta_{pumpe} = 0,65 \text{ kW}$$

Rekuperator

$$\dot{Q}_{rekuperatora} = \dot{m}_{r,f}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{r,f}(h_6 - h_5)$$

$$\dot{Q}_{rekuperatora} = 1442,5 \text{ kW}$$

Kondenzator

$$\dot{Q}_{kondenzatora} = \dot{m}_{r,f}(h_3 - h_4) = \dot{m}_v(h_{v2} - h_{v1})$$

$$\dot{Q}_{kondenzatora} = 3922,175 \text{ kW}$$

$$\Delta\vartheta_v = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_v = 187,66 \text{ kg/s}$$

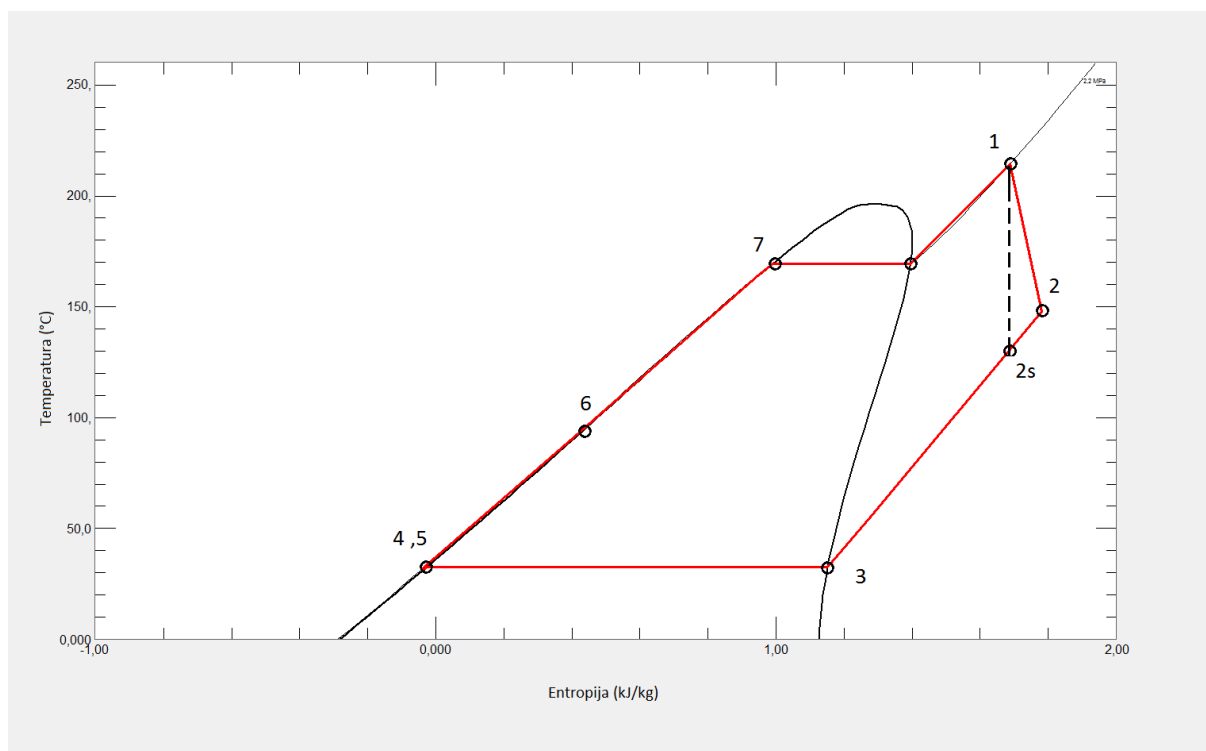
Izlazna snaga i stupanj djelovanja cijelog procesa

$$\eta_{ciklusa} = \frac{\eta_{generatora} \dot{W}_{turbine} - W_{pumpe}}{\dot{Q}_{generatora\ pare}}$$

$$\eta_{ciklusa} = 0,1989 \sim 20\%$$

$$P_{ciklusa} = \eta_{generatora} \dot{W}_{turbine} - W_{pumpe}$$

$$P_{ciklusa} = 1071,76 \text{ kW}$$



Slika 3.23 T-s dijagram procesa

4. MODEL DINAMIKE PROCESA GENERATORA PARE

4.1 Uvod o modelu

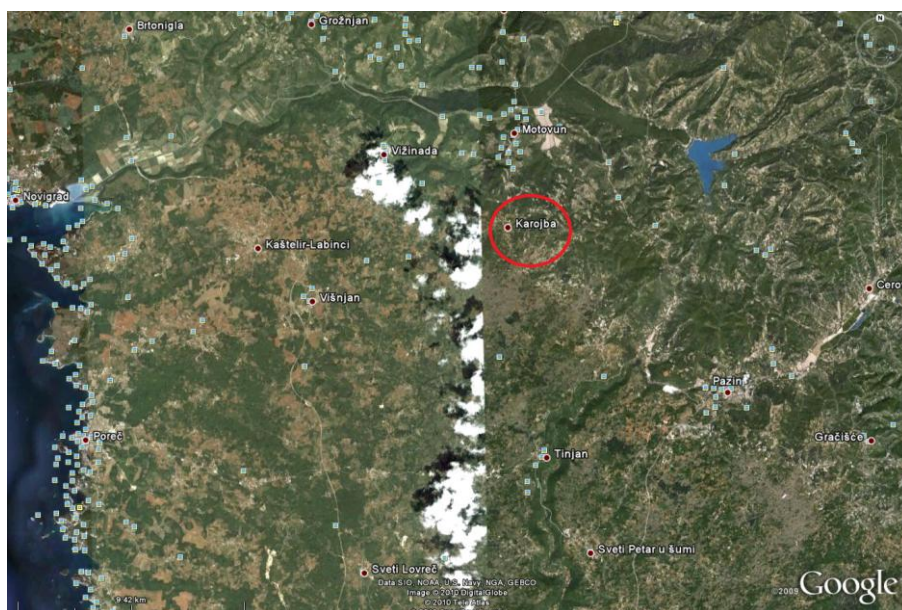
U prethodnom poglavlju prikazani su podaci za rad isparivača u stacionarnom stanju. Jedan od zadataka ovog završnog rada bila je simulacija rada isparivača u nestacionarnim uvjetima kao što je i dnevni pogon. Dnevni režim rada solarne termoelektrane a tako i isparivača ovisiti će o intenzitetu zračenja koji uvjetuje dostupnu toplinu. Intezitet zračenja bilo godišnji i dnevni ovisiti će o odabranoj lokaciji za smještaj solarne termoelektrane a samim time i kolektorskog polja.

4.2 Odabrana lokacija

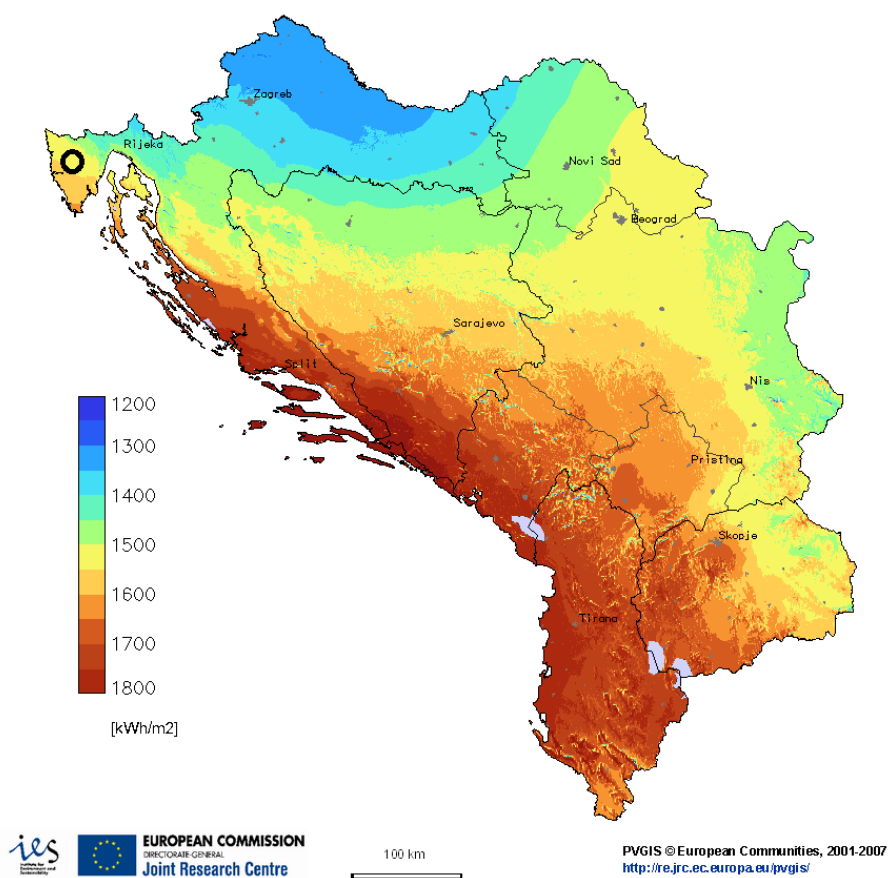
Lokacija odabrana za smještaj „fiktivne“ solarne termoelektrane u svrhu izrade završnog rada nalazi se u Istarskoj Županiji u Republici Hrvatskoj. Zemljište se nalazi u selu Karojba koje je smješteno negdje na pola puta između Pazina i Poreča po staroj cesti. Točnije za sam smještaj solarne termoelektrane odabrano je zemljište koje je u trenutku pisanja ovog završnog rada, bilo u procesu prelaska u vlasništvo autora. U stvarnosti lokacije smještene u južnijim djelovima Hrvatske imale bi prednost naspram sjevernog dijela zahvaljujući mnogo većom godišnjim insolacijom što je jedan od ključnih faktora pri odabiru lokacije(slika 4.3). Odabirom lokacije prikupljeni su statistički podaci kojima se dobio godišnji profil zračenja te dnevni profil promjene intenziteta zračenja.



Slika 4.1 Prikaz odabranog zemljiša na području Općine Karojba



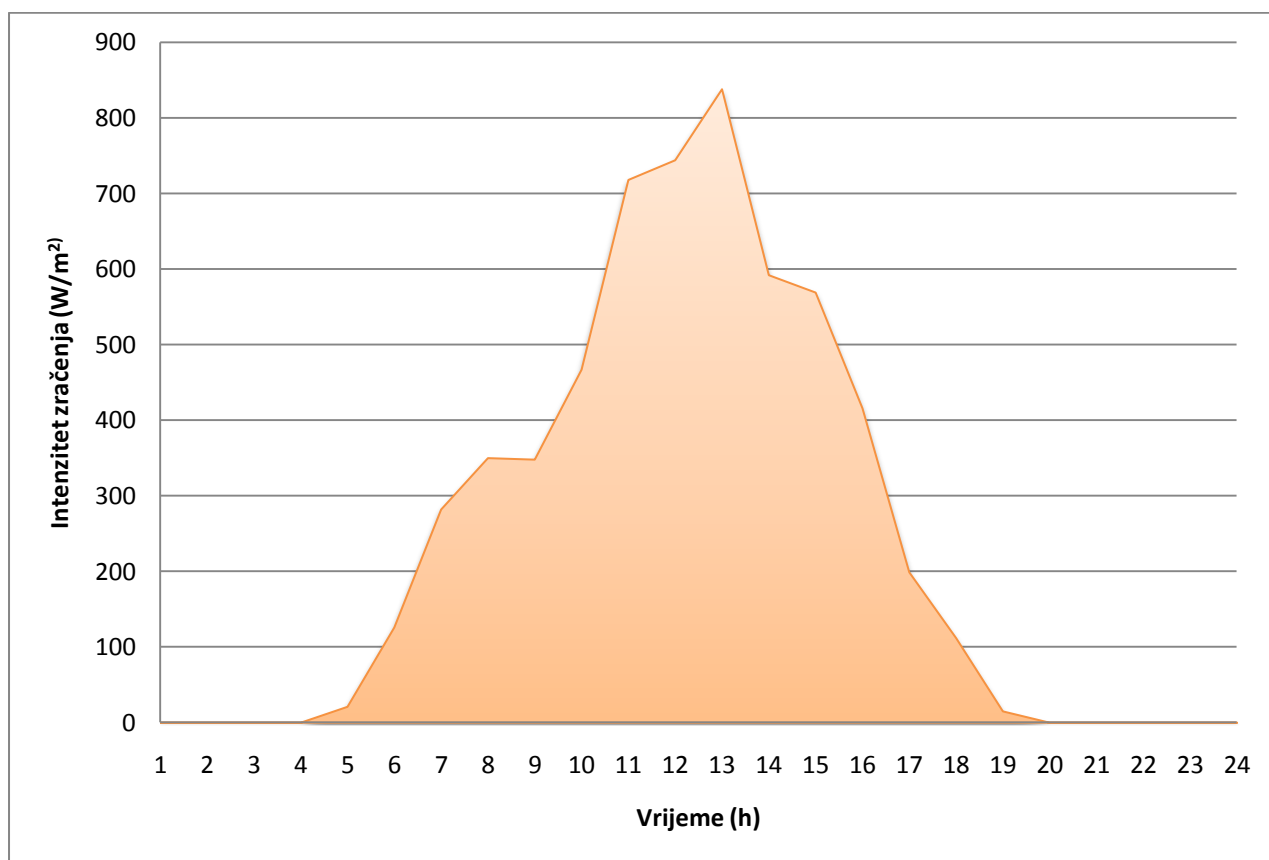
Slika 4.2 Položaj Karojbe u Županiji Istarskoj



Slika 4.3 Količina primljenog godišnjeg zračenja[6]

4.3 Dnevni i godišnji profil zračenja

Dnevni i godišnji profil zračenja dobiven je programom Meteonorm[®] unosom geografskih koordinata, te aproksimacijom statističkih podataka najbližih meteoroloških postaja. Intenzitet zračenja odnosi se na direktno zračenje što predstavlja zračenje koje pada na okomitu površinu te je kao takvo relevantno za model solarne termoelektrane.

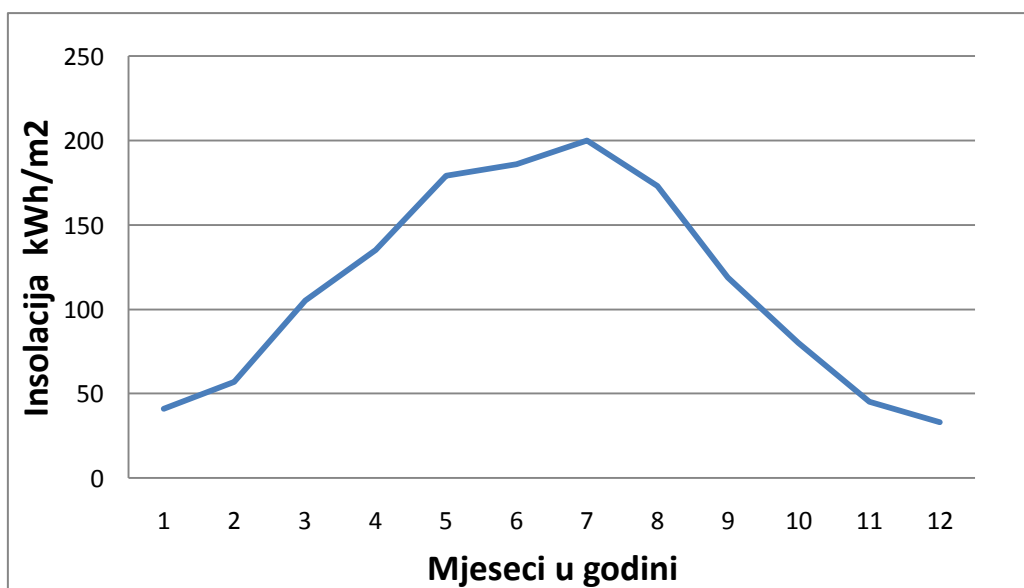


Slika 4.4 Dnevni profil zračenja za odabranu lokaciju u Istri

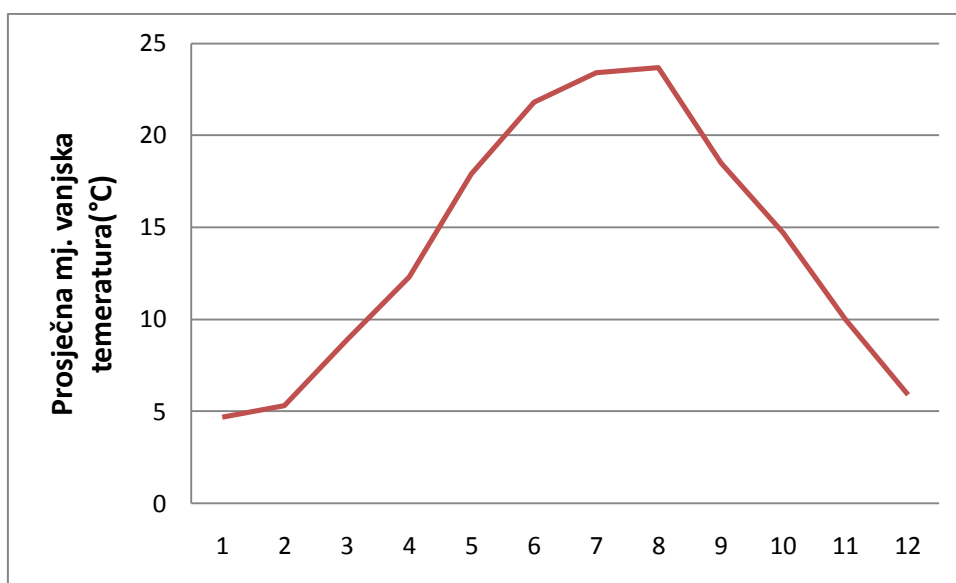
Godišnji profil zračenja predstavlja jedan od najvažnijih faktora pri odabiru lokacije za izgradnju solarne termoelektrane. Njegova vrijednost direktno utječe na isplativost početne investicije budući da određuje godišnju proizvodnju električne energije a time i godišnji prihod.

Mjesec	Direktno zračenje	Difuzno zračenje	To
	[kWh/m2]	[kWh/m2]	[C]
Siječanj	41	20	4,7
Veljača	57	33	5,3
Ožujak	105	49	8,9
Travanj	135	66	12,3
Svibanj	179	70	17,9
Lipanj	186	83	21,8
Srpanj	200	85	23,4
Kolovoz	173	74	23,7
Rujan	119	57	18,5
Listopad	80	42	14,7
Studeni	45	28	10
Prosinac	33	18	5,9
Godišnje	1349	625	

Tablica 4.1 Tablica s podacima s mjesečnim vrijednostima insolacije i podacima srednjih mjesečnih temperatura



Slika 4.5 Profil kretanja mjesečne insolacije



Slika 4.6 Profil kretanja prosječne vrijednosti vanjske temperature

4.4 Simulacija i prikaz odziva

4.4.1 Ograničenja i nedostaci dobivenog Simulink modela

Jedan od zadataka završnog rada bio simulacija solarnetermoelektrane u karakterističnim pogonskim stanjima upuštanju, dnevnog pogon i obustavi za zadanu lokaciju u Istri. Kretanje dnevnog intenziteta zračenja trebalo je biti ulazni podatak modela generatora pare za dobivanje odziva promjene temperatura te protoka ogrjevnog i radnog medija. Međutim kompleksnost matematičkog modela uzrokovala je probleme pri samoj realizaciji zadatka i dobivanja željenih vrijednosti. Iako model dinamičkih procesa funkcionira zadovoljavajuće u stacionarnim uvjetima i uvjetima slabog odstupanja intenziteta zračenja kod kojeg se dobivaju odzivi na promjenu temperature i protok ogrjevnog fluida, on ne daje kvalitetne i realne rezultate bez većih promjena u njegovoj strukturi.

Kako bi se izbjeglo rješavanje gore navedenih problema, odlučeno je provesti simulaciju modela generatora pare u području manje varijacije intenziteta zračenja. Time se sprječava pojava negativnog toka u generatoru pare kada se vrijednost intenziteta zračenja približi nuli.

Iako nisu prikazani procesi unutar generatora pare u karakterističnim pogonskim stanjima, prikazane su promjene temperatura i protoka ogrjevnog medija uzrokovane smanjenjem ili povećanjem intenziteta zračenja.

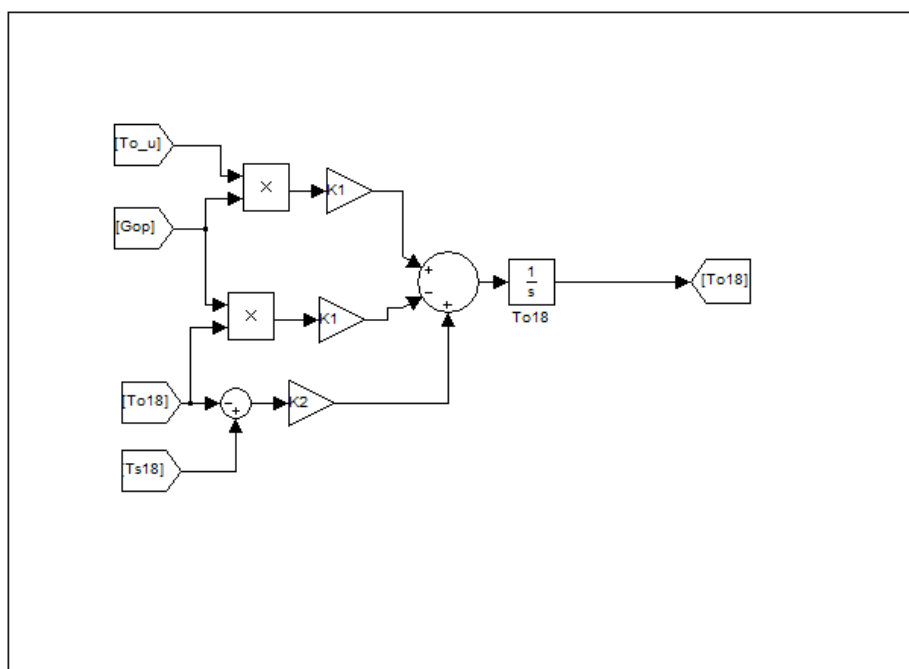
4.4.2 Regulacija veličina pri promjeni intenziteta zračenja

Promjena intenziteta zračenja prvenstveno utječe na toplinu koju kolektor prenaša ogrjevnom fluidu. U slučaju konstantnog protok kroz kolektore, promjena intenziteta očituje se promjenom temperature ogrjevnog fluida u kolektorskom polju pa tako i na izlazu iz njega. Temperatura ogrjevnog fluida ograničena je njegovim fizikalnim svojstvima prvenstveno njegovoj stabilnosti pri višim temperaturama (otpor promjeni fizikalnih svojstava pri visokim temperaturama). Kod odabranog ogrjevnog fluida Xceltherma 600 korištenog u ovom modelu, to je temperatura od 343 °C[6]. Kao što je navedeno u prethodnim poglavljima, gornja granica temperature ogrjevnog medija u simulaciji je 300°C, a regulira se promjenom protoka ogrjevnog medija.

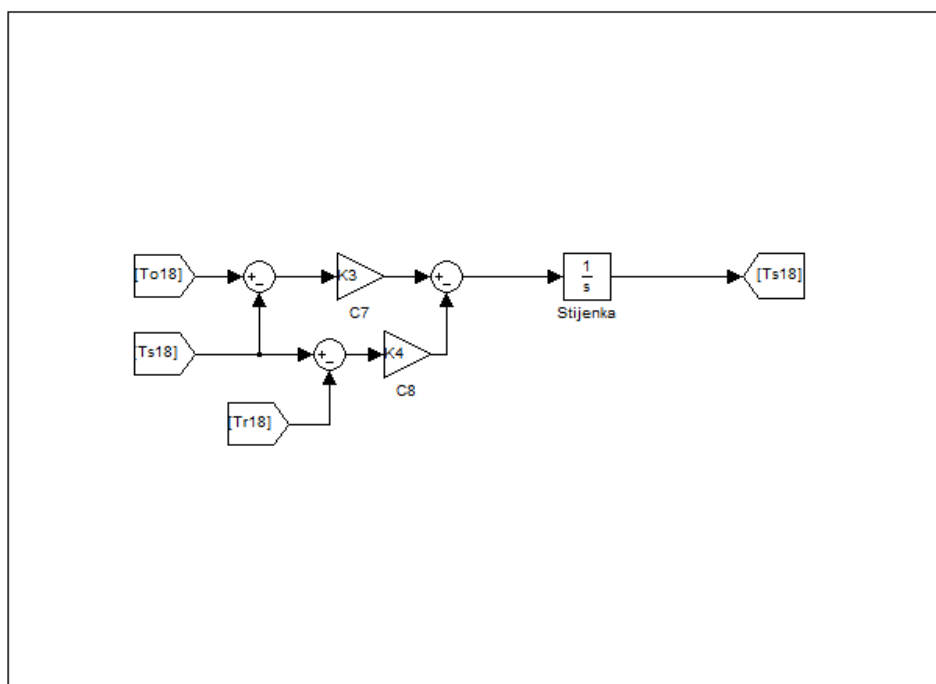
Odzivi sustava koji su nam zanimljivi su promjena protoka radnog fluida odnosno promjena protoka pare koja izlazi iz isparivača te promjena temperature pare radnog fluida koja izlazi iz pregrijačkog dijela. Te dvije veličine posebno su važne jer se njihovom promjenom mijenja snaga i efikasnost turbine a time i cijelog ciklusa. Kroz dva primjera pokazat će se odziv sustava na promjenu intenziteta zračenja kroz vrijeme.

4.4.3 Prikaz blok dijagrama

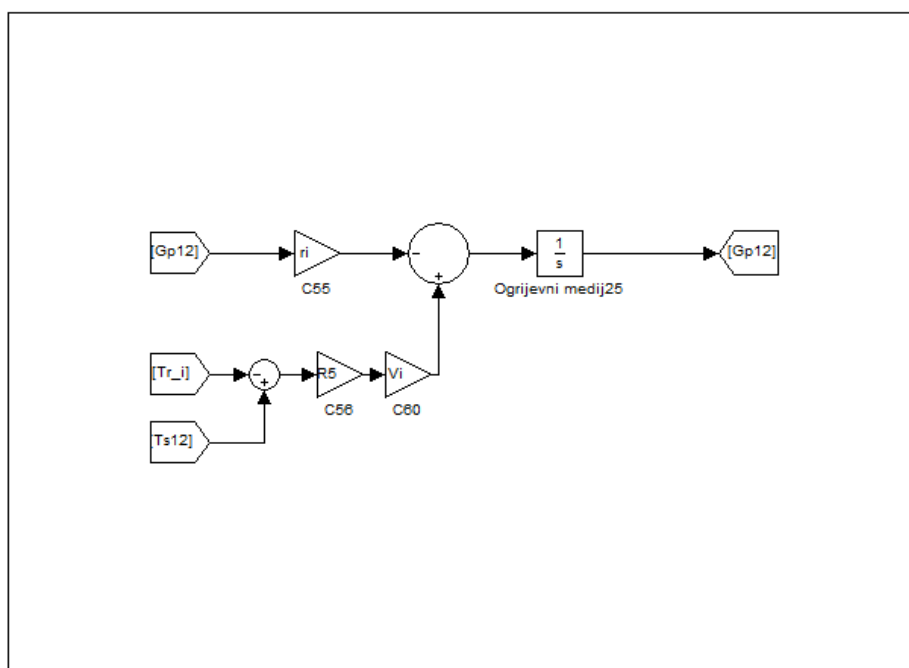
Korištenjem jednadžbi u poglavlju 3.3.2, postavljajni su blok dijagrami za opis matematičkog modela u programu Simulink. Prvi korak pri njihovom rješavanju bio je zadavanje konstanti sustava proizašlih iz svojstava fluida, dimenzija izmjenjivača itd. Za njihovo zadavanje koristila se Matlab skripta koju je potrebno pokrenuti prije simulacije modela. Istom Matlab skripti ujedno je definiran temperaturni profil generatora pare u stacionarnom stanju. Rezultati rješenja korišteni su za početne uvjete pri dobivanju odziva za dva različita scenarija promjene intenziteta zračenja. U Simlunk modelu postavljane jednadžbe za ogrjevni fluid, stijenku i radni fluid u zagrijaču i pregrijaču te jednadžba opisa stvaranja pare u isparivaču čine četiri različita blok dijagrama prikazanim na sljedećim slikama.



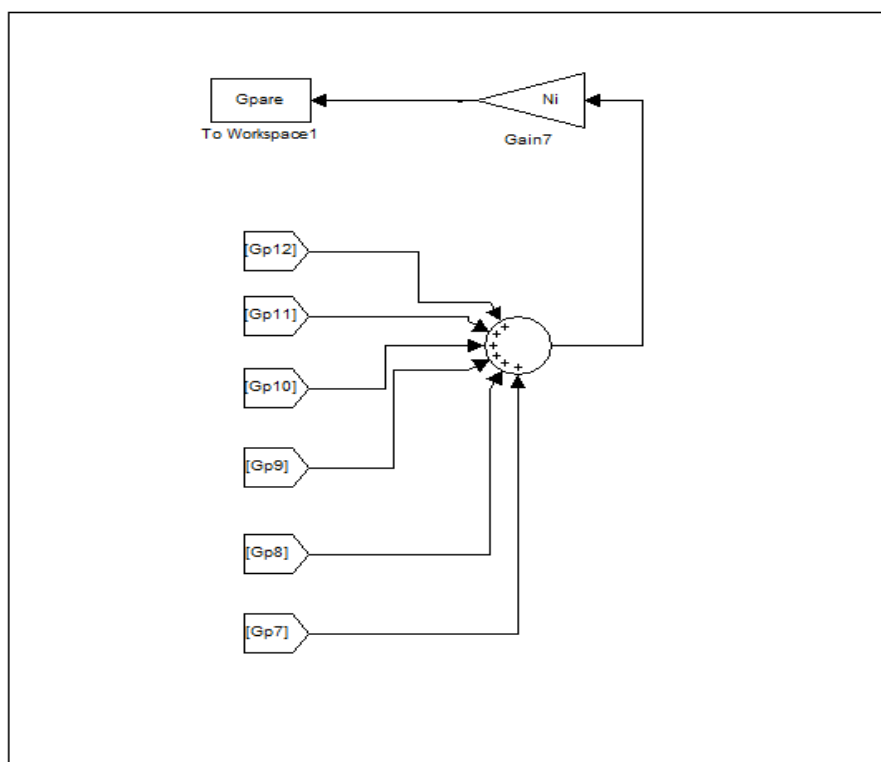
Slika 4.7 Simulink detalj 1 – Blok dijagram za ogrjevni fluid na ulazu u izmjenjivač



Slika 4.8 Simulink detalj 2 – Blok dijagram za stijenku



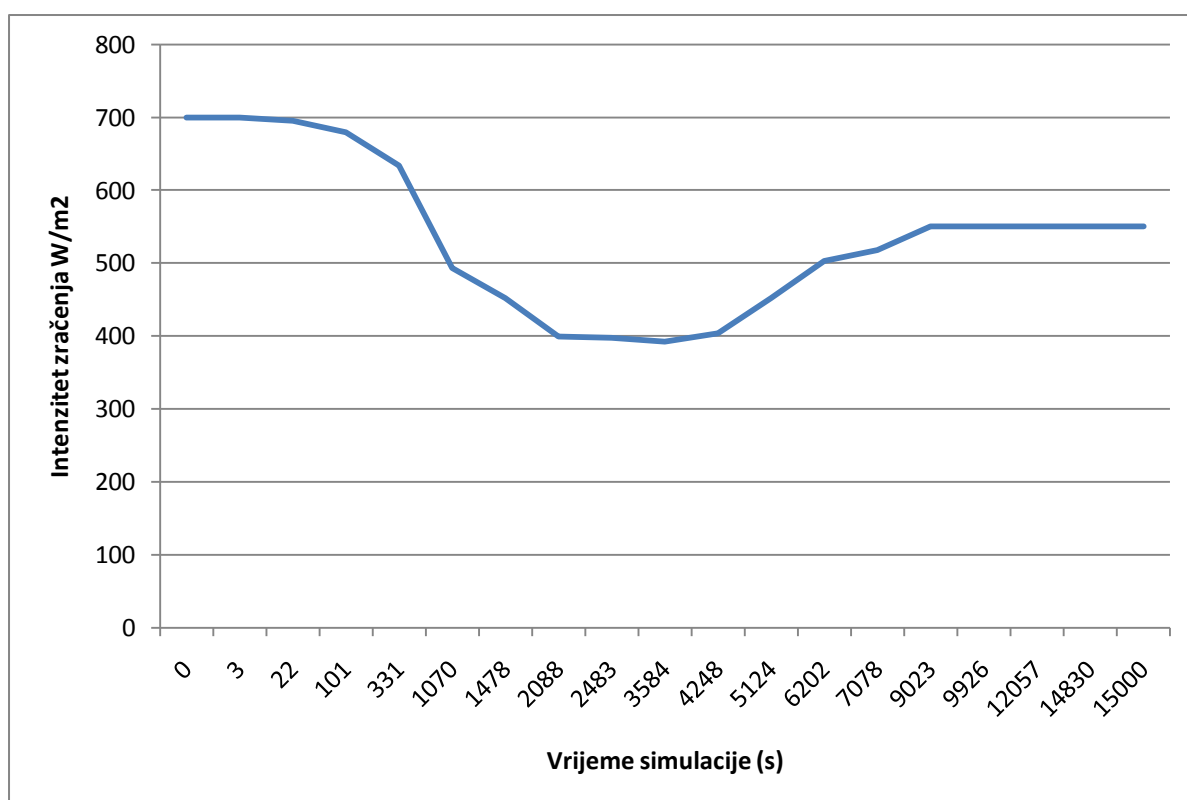
Slika 4.9 Simulink detalj 3 – Blok dijagram nastajanja pare u isparivaču



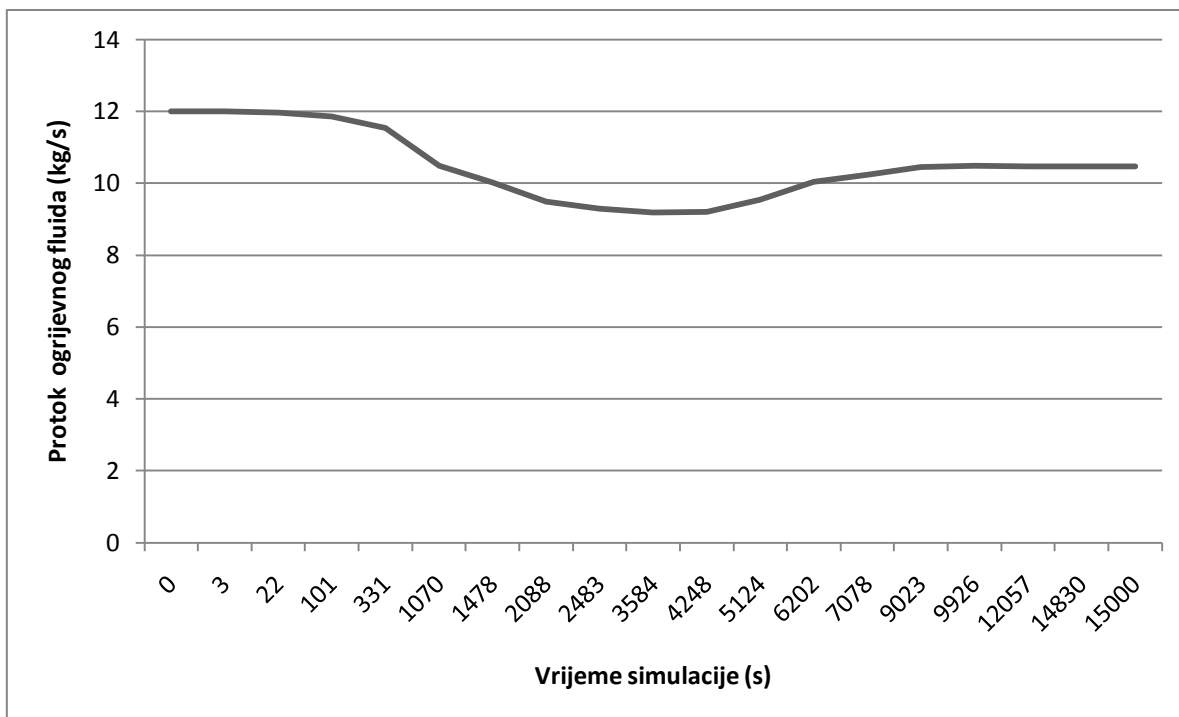
Slika 4. 10 Simulink detalj 4 – Blok dijagram za regulaciju protoka radnog medija

4.4.5 Simulacija sustava- promjena intenziteta zračenja

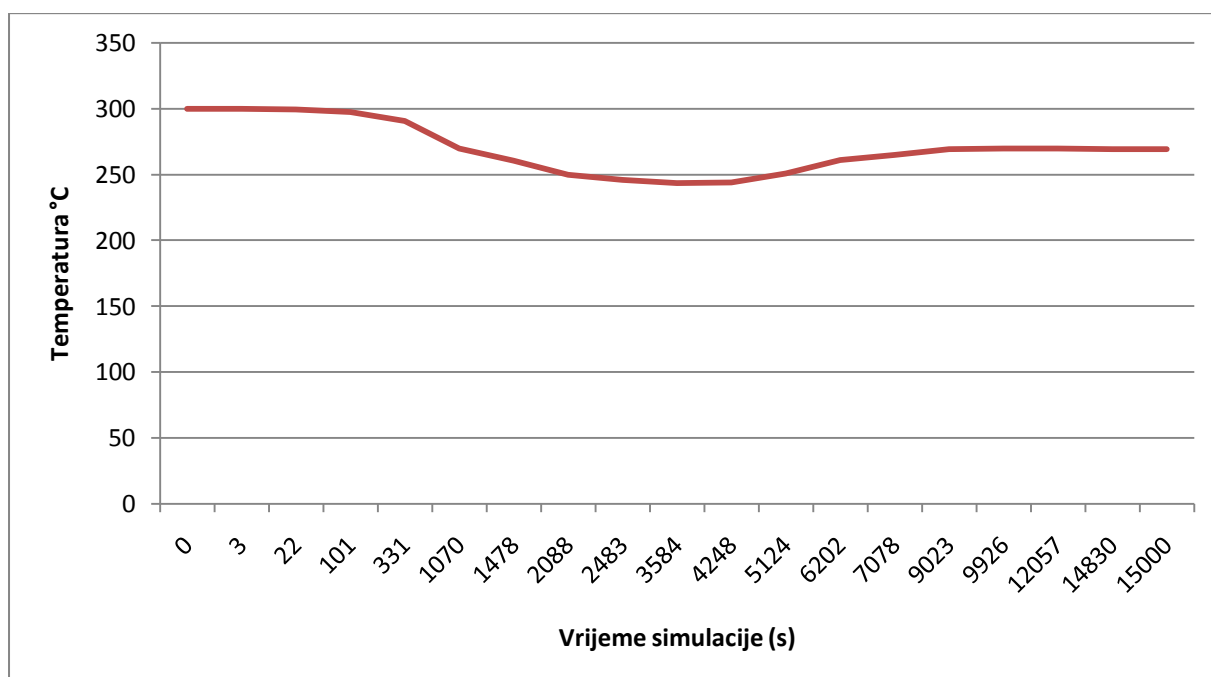
Kao što slika 4.11 prikazuje, u ovoj simulaciji dolazi do pada vrijednosti intenziteta zračenja sa vrijednosti od 700 W/m^2 na vrijednost od 400 W/m^2 nakon čega se uspostavlja vrijednost od 550 W/m^2 .



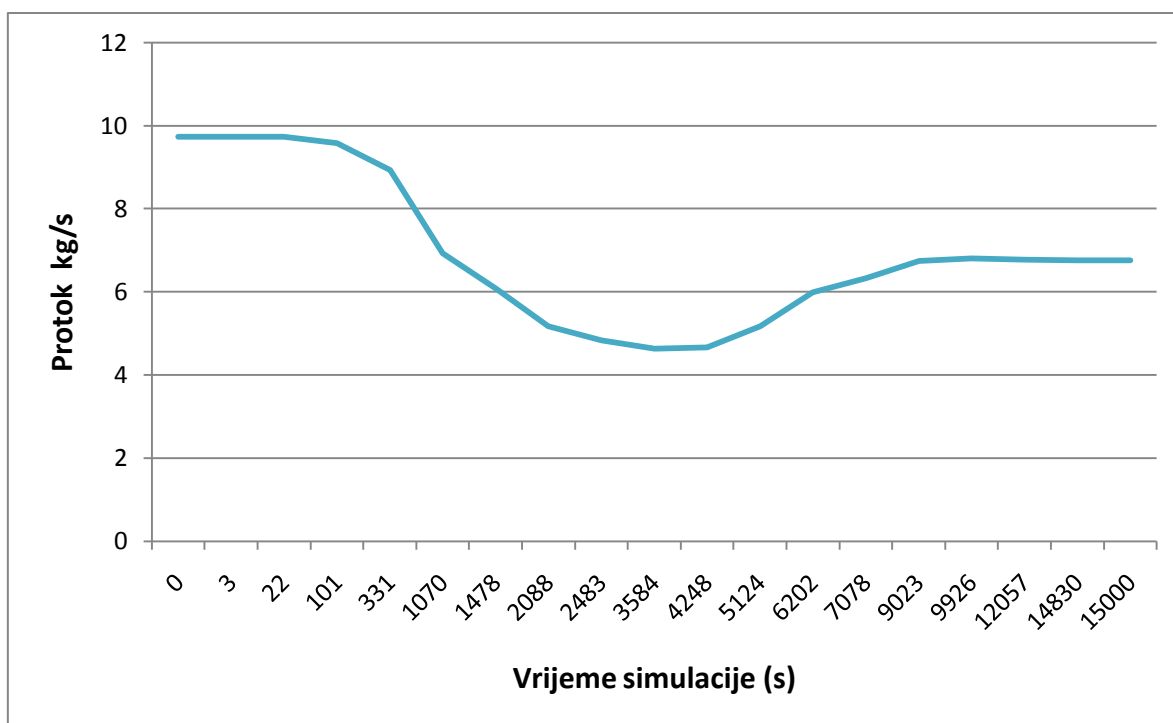
Slika 4.11 Dijagram promjene intenziteta zračenja u vremenu



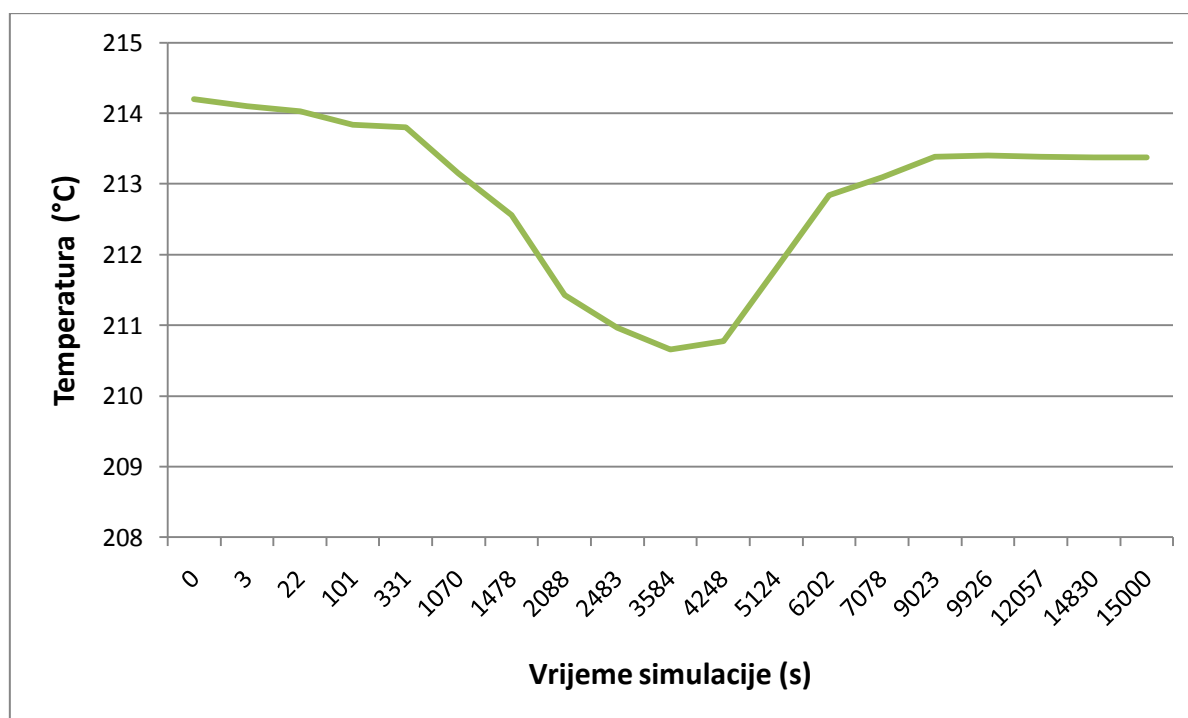
Slika 4.12 Dijagram promjene protoka ogrjevnog fluida u vremenu



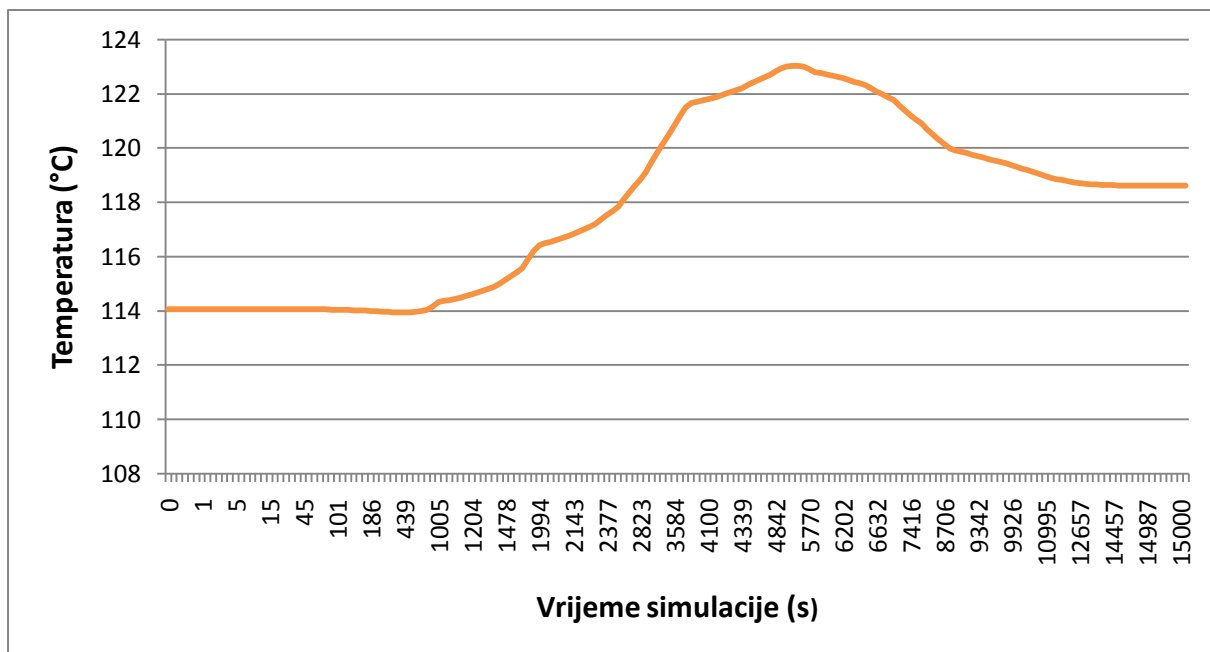
Slika 4.13 Dijagram promjene ulazne temperature ogrjevnog fluida u vremenu



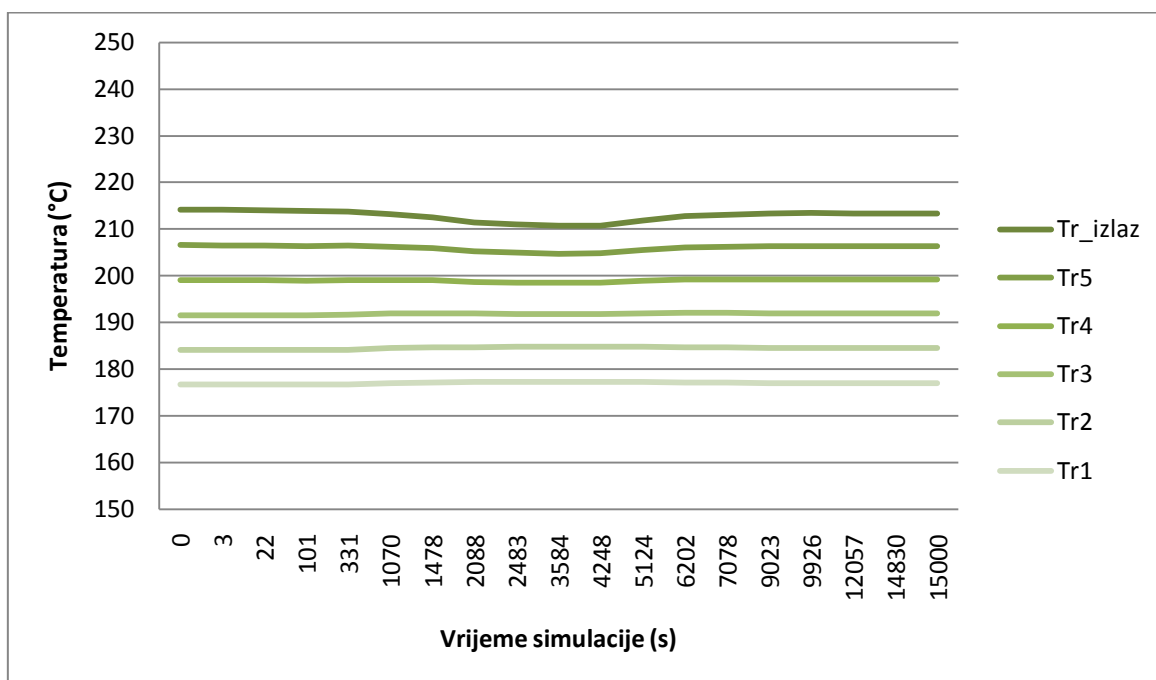
Slika 4.14 Dijagram promjene protoka radnog fluida u vremenu



Slika 4.15 Dijagram promjene izlazne temperature radnog fluida u vremenu



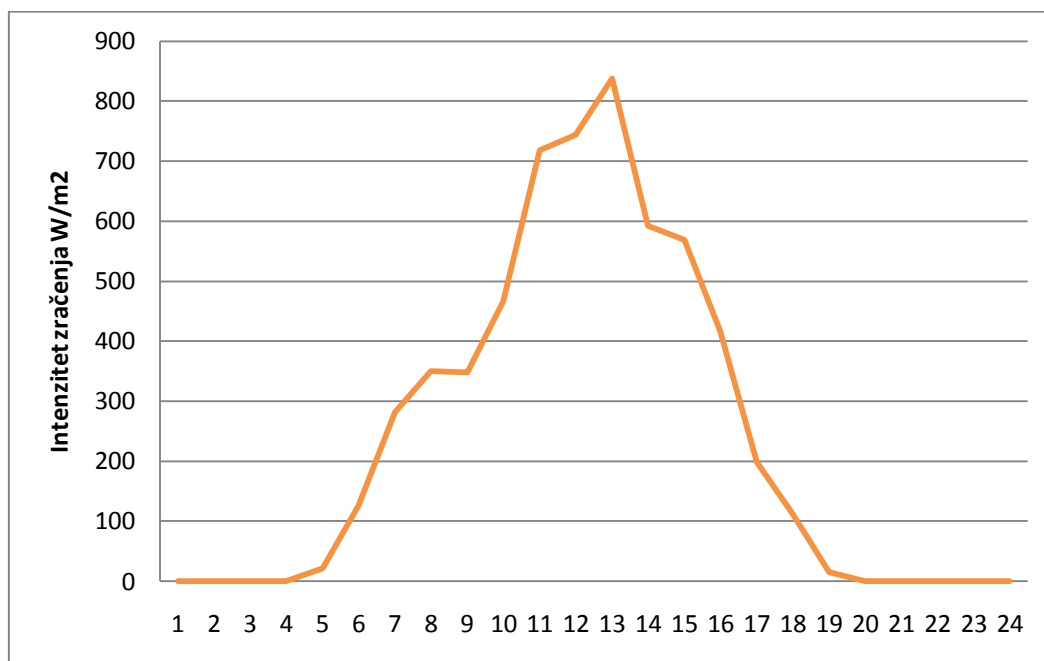
Slika 4.16 Dijagram promjene temperature ogrjevnog medija na izlazu iz generatora pare



Slika 4.17 Dijagram promjene temperatura radnog medija u pregrijaču

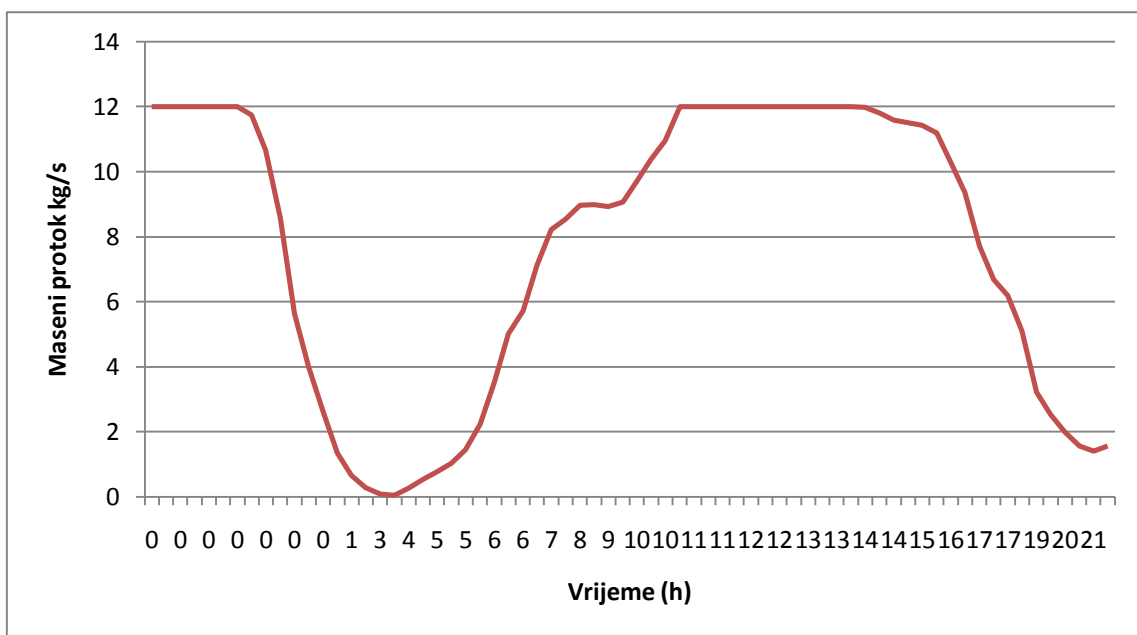
Kao što je vidljivo iz dijagrama, promjena intenziteta zračenja uzrokuje promjenu temperature i protoka ogrjevnog fluida. Njihova promjena kasni zbog akumulacije topline u masi ogrjevnog medija. Smanjenjem temperature ogrjevnog fluid na izlazu iz kolektora odnosno na ulazu u pregrija. Niži protok ogrjevnog medija te niža temperatura uzrokuju smanjenje protoka pare. Te time , zbog uvijeta da je protok radnog fluida jednak količini novo nastale pare, dolazi do njegovog smanjenja.

4.4.6 Simulacija sustava- dnevni profil promjene intenziteta zračenja

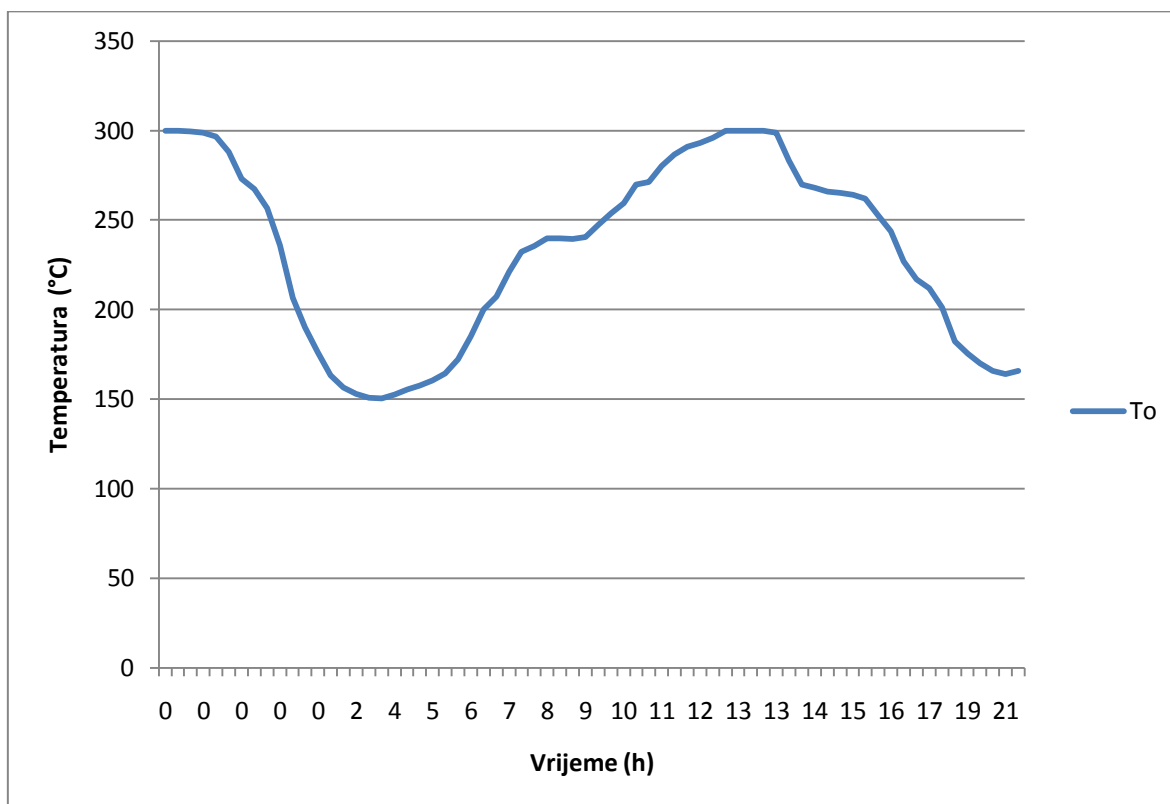


Slika 4.18 Dijagram dnevnog promjena intenziteta zračenja

Kao što je navedno, izrađenim matematičkim modelom nemoguće je dobiti smislene rezultate u području upuštanje elektrane ili njenom zaustavljanju. U svrhu pokazivanja utjecaja promjene intenziteta zračenja na dobiveni matematički model napravljena je simulacija u kojoj su ostavljeni isti početni uvjeti kao u prethodnom primjeru. Postavljanje tih početnih uvjeta učinjeno je u svrhu dobivanja odziva budući da model u protivnom nije bilo moguće provesti kroz simulaciju bez značajnijih promjena.



Slika 4.19 Dijagram promjena protoka ogrjevnog medija u vremenu



Slika 4.20 Dijagram promjena ulazne temperature ogrjevnog medija u vremenu

Iako dijagram masenog protoka ogrjevnog fluida i njegove temperature ne prikazuju točne vrijednosti u zadanim uvjetima promjene intenziteta zračenja, krivulje donekle predstavljaju realni oblik krivulja promjene opterećenja solarne termoelektrane za zadane uvjete. To je pogotovo vidljivo uspoređujući dijagrame sa dijagramom promjene intenziteta zračenja. Između jedanaest i četranaest sati intenzitet zračenja poprima najviše vrijednosti u toku dana, pa se u tom vremenskom periodu postiže najviša temperatura i maksimalan protok.

5. ODABIR KOLEKTORA I OKVIRNA VRIJEDNOST INVESTICIJE

5.1 Odabir kolektora

Odabir vrste kolektora važan je aspekt planiranja solarne termoelektrane. Svrha kolektora je pretvorba solarne energije zračenja u toplinsku fokusirajući je na površinu kojom se izmjenjuje toplina sa ogrjevnim fluidom. Investicijski to je najskuplji dio solarne termoelektrane zbog velike potrebne površine.

Pri razmatranju kolektora za uporabu u sklopu solarne termoelektrane, u kolektoru se mora moći ostvariti visoke temperature ($>250\text{ }^{\circ}\text{C}$) kako bi se kroz izmjenu topline s drugim fluidom mogla proizvoditi para. Samim time zadaje se uvjet korištenja termičkih ulja za ostvarivanje visokih temperatura.

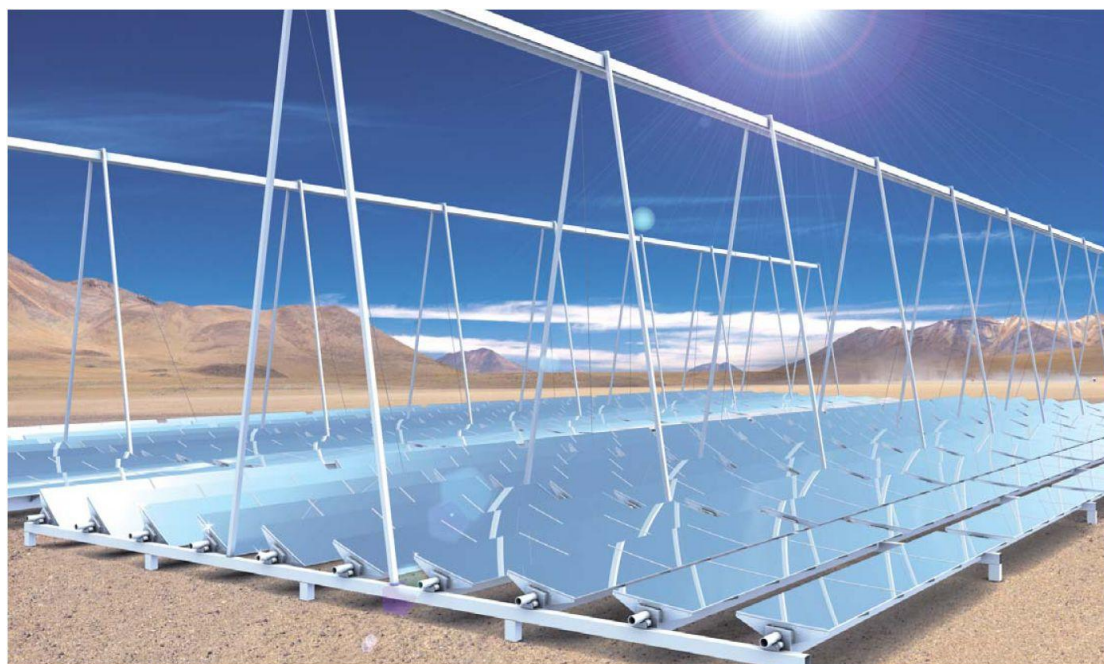
Kolektori koji omogućuju ostvarivanje visokih temperatura s termičkim uljima, te su ujedno jednostavne konstrukcije jesu uzdužni (eng. *linear*) Fresnel kolektori(PSE)(slika 5.1).



Slika 5.1 Prototipni PSE AG kolektor u Njemačkoj[8]

Kao što je prikazano na gornjoj slici, Fresnel kolektori sastoje se od niza pojedinačnih zrcala. Svako pojedinačno zrcalo fresnel kolektora fokusira direktno sunčevo zračenje na vakumsku cijev i sekundarne reflektore. Temperature dostižne koristeći vodu pod tlakom kao ogrjevni fluid su između 150°C do 200°C za PSE AG Fresnel kolektore. Koristeći termičko ulje moguće je postići i temperature veće od 200°C . Svako od zrcala, može se okretati oko svoje osi i time pratiti promjenu položaja sunca. U slučaju ostvarivanja prevelikih temperatura, sustav regulacije sam defokusira zrcala te se time sprječava eventualna havarija. Kolektori dolaze u modulima od četiri metra, površine zrcala od dvadeset i dva metra kvadratna[8].

Proizvođač Fresnel kolektora, a čiji kolektori zadovoljavaju uvjet ostvarenja visokih temperatura, je Feranova Renewable Sources. Kolektor oznake FRT-1C10 tog proizvođača namjenjen je korištenju termičkih ulja za postizanje temperatura od 170°C do 390°C . Kao i kod PSE kolektora, niz od deset paralelnih zrcala fokusira sunčevu svjetlost na vakumiranu cijev i zagrijava ogrjevni fluid. Idealna namjena za ovaj kolektor je dobivanje topline, solarno hlađenje i uporaba za dobivanje destilirane vode.[9]

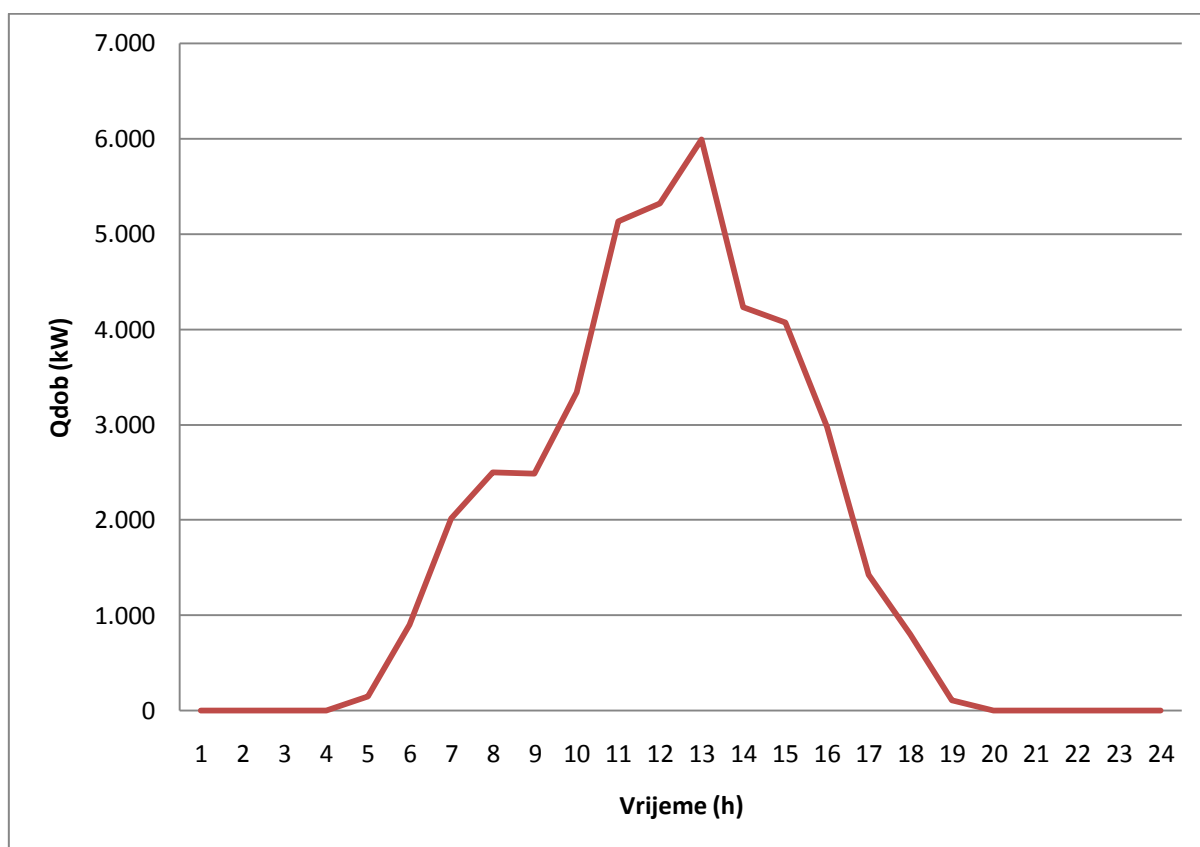


Slika 5.2 Feranova Fresnel kolektor[9]

Zbog malog broja proizvođača Fresnel kolektora za ostvarivanje visokih temperatura i malo dostupnih podataka u obzir su uzeta samo ova dva kolektora (Feranova i PSE). Odabran je Feranova fresnel kolektor zbog dva razloga. Prvi razlog je njegova prvenstvena namjena za ostvarivanje visokih temperatura u svrhu proizvodnje električne energije dok je drugi dostupnost tehničkih podataka o samom kolektoru.

5.1.1 Potrebna površine kolektora

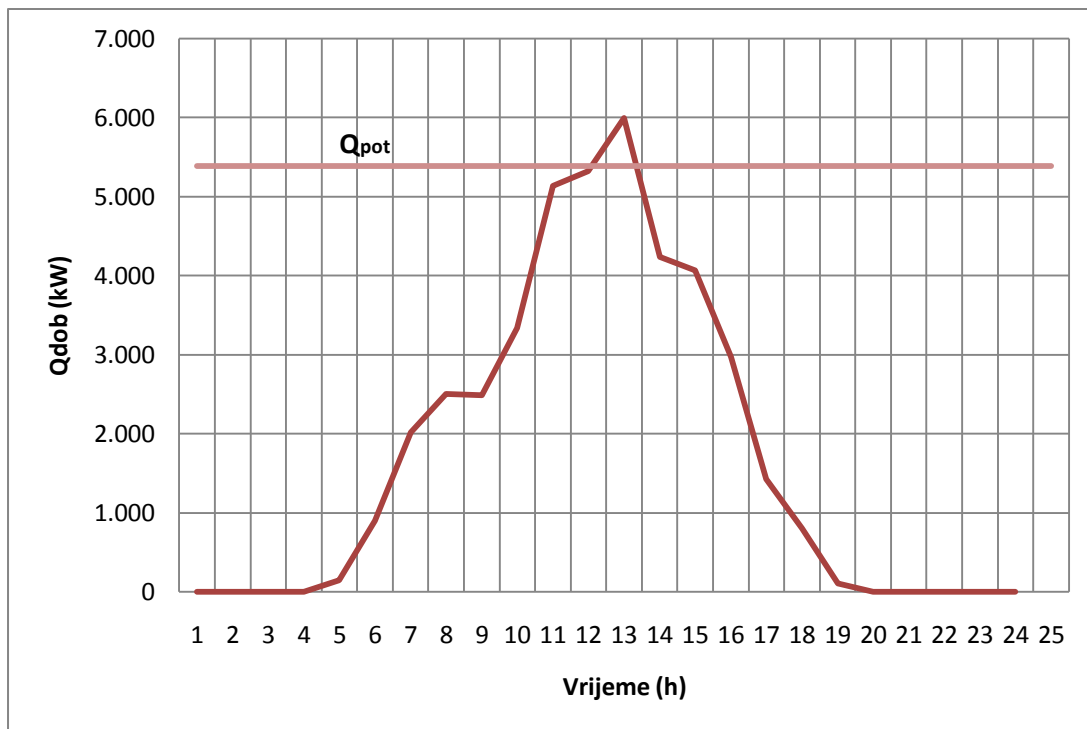
Odabrana je površina kolektora takva da je za vrijeme vršnih vrijednosti intenziteta zračenja tijekom odabranog dana, moguće ostvariti zadane stacionarne uvjete. Proizvođač navodi okvirni podatak od 13,000 m² kolektora za postizanje snage od 1MW_{el}, te termički stupanj djelovanja od 55 %. Koristeći te podatke, dobiven je dijagram na slici 5.3



Slika 5.3 Dijagram satne vrijednost dobivenog toplinskog toka

Iz termodinamičkog proračuna u poglavlju 3.3.5 dobivena je vrijednost toplinskog toka (Q_{pot}) koju treba dovoditi radnom fluidu u generatoru pare kako bi solarna termoelektrana radila u

stacionarnom stanju. Prikazujući vrijednost potrebne topline na prethodnom dijagramu dobivamo sliku 5.4



Slika 5.4 Dijagram satne vrijednosti dobivenog toplinskog toka s ucrtanom vrijednosti toplinskog toka generatora pare(Q_{pot})

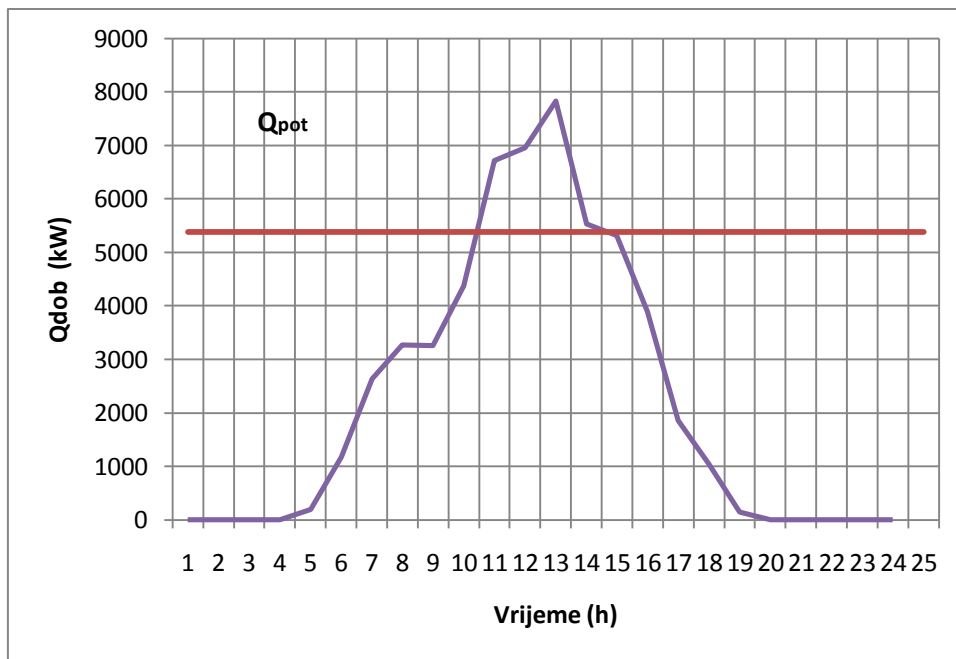
Usporedni prikaz pokazuje da je površina kolektora od 13,000 m² potrebna za rad generatora pare u zadanim stacionarnim uvjetima dovoljna za svega dva sata rada u odabranom danu. Površina kolektora od 13,000 m² čini pedeset i osam modula veličine 223 m².

Povećanjem površine na 17,000 m² čime se broj modula poveća na sedamdeset i šest, dolazi do produženog rada od dva sata u stacionarnom stanju.

Jedno od mogućih rješenja je uporaba backup sistema na fosilna goriva kako bi se produžio rad solarne termoelektrane.(slika 2.5).

U dijagramima primjećuje se područje u kojem je toplinski tok kojeg prima ogrjevni fluid veći od potrebnog za ostvarivanje stange od 1MW_e. U tom slučaju ukoliko ne postoji skladištenje topline u toplinskim spremnicima, potrebno je defokusirati zrcala kako bi došlo

do smanjenja toplinskog toka kojeg kolektor predaje ogrjevnom fluidu, čime se sprječava postizanje prevelikih temperatura ogrjevnog fluida.



Slika 5.5 Dijagram satne vrijednost toplote dobivene Fresnel kolektorima povećanim brojem modula i potrebna toplina

Prije odluke o površini kolektora, te uporabu skladištenja ili backup sistem potrebno je napraviti detaljnu tehno ekonomsku analizu kako bi se pokazala isplativost takve odluke.

5.1.2 Okvirna vrijednost investicije

Zbog nedostupnosti podataka o cijeni fresnel kolektora korištene su okvirne vrijednosti. U svrhu dobivanja vrijednosti investicije, uzeta je cijena kolektora od 200 €/m²[8] iako se u nekim tehno ekonomskim studijama rađenim za veća postrojenja, koriste vrijednosti 139 €/m²[10] kod površina solarnih kolektora (300,000 m²). Cijene ostalih komponenti preuzete su iz tehnokonomске studije 1MW ORC solarne termoelektrane[11]. Udio cijene kolektora u ukupnoj investiciji u opremu je 68%.

Vrijednosti ukupne investicije prikazana u tablici 5.1 te vrijednost specifične investicije u tablici 5.2 predstavljaju okvirne vrijednosti u kojima nisu uključene vrijednost troškova gradnje objekta, dodatne infrastrukture i administrativni troškovi.

Investicija €	
Fresnel Kolektori	3400000
Turbina sa generatorom	1300000
Kondenzator	71866,67
Rekuperator	57933,33
Rashladni toranj	44733,33
Pumpe	17600
Isparivač	32266,67
Cijena fluida u sustavu (okvirna)	57933,33
Ukupna investicija	4982333

Tablica 5.1 Okvirna vrijednost investicije

Specifična investicija €/MW	4982,333
-----------------------------	----------

Tablica 5.2 Specifična investicija solarne termoelektrane

6. ZAKLJUČAK

Termodinamičkim proračunom definiran je rad ove solarne termoelektrane u stacionarnom stanju odnosno u stanju kada solarna termoelektrana proizvodi 1MW_e . Time su dobivene vrijednosti masenih i toplinskih tokova te potrebne površine kolektora. Okvirnim investicijskim proračunom prikazana je cijena postrojenja koji proizvodi 1MW_e .

Iako je zadatak zavšnog rada, simulacija generatora pare u karakterističnim pogonskim stanjima nije u potpunosti napravljena, dobiven je model koji prikazuje promjene vrijednosti u generatoru pare u trenucima promjene opterećenja. Za izradu modela koji bi davao kvalitetne rezultate odziva na promjene intenziteta zračenja, potrebno bi bilo obuhvatiti sve elemente solarne termoelektrane i u potpunosti uzeti sve promjene svojstava fluida koje se događaju kao posljedica promjene opterećenja.

7. LITERATURA

- [1] „*An Overview of CSP in Europe, North Africa and the Middle East*“ October, 2008 ,
<http://www.csptoday.com/reports/CSPinEU&MENA.pdf>
- [2] <http://www.earthzine.org/2009/05/05/getting-solar-energy-work-resource-assessment-remote-sensing-base-investment-decisions/>
- [3] <http://www.powerfromthesun.net/chapter1/Chapter1.htm>
- [4] European Commission. 2007. Report on the Workshop on Concentrated Solar Power Technology. Online. Available at:
http://ec.europa.eu/energy/res/setplan/doc/csp_workshop/workshop_report_csp_final.pdf
- [5] „Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Powerplants“
A. C. McMahan , UNIVERSITY OF WISCONSIN-MADISON ,2006.
- [6] <http://www.radcoind.com/xcelt600.html>
- [7] http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/countries/europe/g13_opti.wb.png
- [8] „Process Heat Collectors :State of the Art within Task 33/IV“ AIE W.Weiss, M.Rommel
,AEE INTEC, Gleisdorf, Feldgasse 19, Austria, 2008
- [9] <http://feranova.com/gb/csp/FRT-1C10.html>
- [10] „ Geometry Optimization of Fresnel-Collectorswith economic assessment“*M. Mertins, H. Lerchenmüller, A. Häberle*
- [11] „Solar Trough Organic Rankine Electricity System (STORES) Stage 1: Power Plant Optimization and Economics“ ,E. Prabhu, National Renewable Energy Laboratory 2006